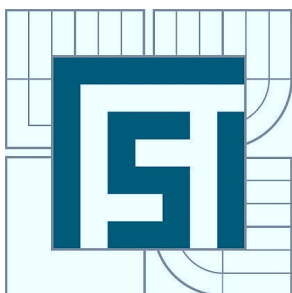


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KAMEROVÝ JEŘÁB

KAMERA CRANE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN NÁDVORNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN BRANDEJS, CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Nádvorník

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kamerový jeřáb

v anglickém jazyce:

Kamera crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh otočného kamerového jeřábu s těmito parametry: teleskopické rameno 6 m, ruční vysouvání, kamerová hlava se třemi osami natáčení, hmotnost kamery 8 kg .

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení
8. Závěr (konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)

Forma diplomové práce: průvodní zpráva, technická dokumentace.

Typ práce: konstrukční

Účel práce: pro potřeby průmyslu.

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání (McGraw Hill 2004), 2008, 1300 s.

<http://www.supertechno.com/>

<http://www.technocraneeurope.com/>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Brandejs, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem kamerového jeřábu s nastavitelnou délkou teleskopického ramene. Navržená maximální délka ramene činí 6 m s maximální nosností kamery 8 kg. Práce řeší konstrukční uzly spojené především s problematikou tuhosti jeřábového ramene v závislosti na jeho snadné montáži a flexibilně nastavitelné délce. V jednotlivých částech je detailně rozpracována konstrukce kamerové hlavy včetně návrhu pohonu jejího otáčení a pevnostně deformační analýza teleskopického ramene jeřábu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kamerový jeřáb, průhyb nosníku, singulární funkce, teleskopický.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with constructional design of camera crane with adjustable length telescopic arm. Proposed maximum arm length is 6 meters and maximum load is camera about 8 kg. The work solves the structural nodes associated mainly with the issue of the crane arm toughness with regard to the ease of installation and flexible adjustable length. The individual parts are developed detail of the camera head design including the design of the drive rotation and deformation-stress analysis of a telescopic jib.

KEYWORDS

Camera crane, beam deflection, singular fiction, telescopic.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NÁDVORNÍK, J. Kamerový jeřáb. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 122 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Brandejs, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, za použití uvedené literatury a pod odborným vedením pana Ing. Jana Brandejse.

V Brně dne:

.....

Bc. Jan Nádvorník

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji kameramanovi České televize panu Michalovi Pelouškovi za odbornou pomoc a vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Janu Brandejsovi za cenné rady a připomínky a hlavně za trpělivost, kterou se mnou měl.

OBSAH

ÚVOD.....	9
1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	10
1.1. Techniky dynamického natáčení.....	10
1.1.1. Steadicam.....	10
1.1.2. Polecam.....	10
1.1.3. Kamerový jeřáb.....	11
1.2. Kamerový jeřáb.....	12
1.2.1. Kamerová hlava.....	12
1.2.2. Jeřábové rameno.....	14
1.3. Přehled současných řešení změny délky ramene.....	14
1.3.1. Modulární rameno.....	14
1.3.2. Segmentové rameno.....	14
1.3.3. Kontinuální rameno.....	15
2. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA.....	17
2.1. Formulace řešeného problému.....	17
2.2. Požadované parametry.....	17
3. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE.....	18
4. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ.....	19
5. NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY	20
5.1. Kamerová hlava.....	20
5.2. Jeřábové rameno.....	20
5.3. Návrh změny délky ramene.....	22
5.4. Vedení kamerové hlavy.....	23
6. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	24
6.1. Kamerová hlava.....	24
6.1.1. Návrh konstrukce horizontálního ramene.....	25
6.1.2. Návrh konstrukce vertikálního ramene.....	32
6.1.3. Návrh pohonu otáčení kamery.....	35
6.1.4. Deformační analýza rámu.....	38
6.1.5. Pevnostně deformační analýza hřidelí.....	46
6.1.6. Návrh ložisek.....	55
6.2. Rameno jeřábu.....	56
6.2.1. Namáhání ramene.....	57
6.2.2. Průhyb ramene.....	60
6.2.3. Vyvažovací část ramene.....	66
6.2.4. Vertikální ukotvení – průhyb ramene.....	73
6.2.5. Boční ukotvení - průhyb ramene.....	76
6.2.6. Ocelová lana.....	82

6.2.7.	Vedení kamerové hlavy - paralelogram	84
6.2.8.	Uchycení kamerové hlavy k rameni	89
6.2.9.	Spoj profilů ramene	90
6.2.10.	Uložení ramene ve stojanu	92
6.3.	Stojan.....	95
6.3.1.	Analýza stability	96
6.3.2.	Bezpečnostní prvky	98
6.3.3.	Otáčení ramene	101
7.	ZÁVĚR – KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ A EKONOMICKÝ ROZBOR ŘEŠENÍ.....	103
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	109
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	113
	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	117
	SEZNAM TABULEK	120
	SEZNAM PŘÍLOH.....	121

ÚVOD

V dnešní době jsou čím dál více využívány při filmování kamerové jeřáby. Ty umožňují nabídnout filmovým divákům nevšední záběry vyznačující se velkou dynamikou pohybu a to především díky tomu, že nejsou vytvářeny z pevné výšky stativu. Používání těchto jeřábů je však stále velmi náročné kvůli jejich těžké přepravě, náročné montáži a hlavně špatné cenové dostupnosti. Většina kamerových jeřábů nabízených na dnešním trhu navíc neumožňují měnit mezi záběry délku svého ramene, a kameramanův rozsah možných záběrů je tak často velmi omezen pevně danou konstrukcí použitého jeřábu.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce a pohonu kamerové hlavy se dvěma osami otáčení a pevnostně deformačním návrhem optimálního řešení jeřábového teleskopického ramene s nastavitelnou délkou o maximální hodnotě 6 m a s nosností kamery o váze 8 kg. Celý návrh se snaží vytvořit jednoduché řešení pro snadnou montáž a manipulaci a především vytvořit konstrukci ramene, která umožní rychlé přestavování délky ramene mezi záběry.

1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1. Techniky dynamického natáčení

Kamerový jeřáb slouží podobně jako obyčejný kamerový stativ jako nosná část kamery, která při filmování kameru izoluje od otřesů vznikajících při natáčení tzv. „z ruky“. Navíc ohromnou výhodou při použití kamerového jeřábu oproti klasickému stativu je, že kameraman není při filmování limitován výškou ani umístěním stativu, a tak jeřáby umožňují tvorbu dynamičtějších záběrů vytvářející až nezvyklé pohyby.

1.1.1. Steadicam

Částečně lepší pohyb kamery umožňuje systém Steadicam, který je tvořen speciálním hydraulickým kloubovým ramenem připevněným ke speciálnímu postroji kameramana (obr. 1-1). S jeho pomocí lze vytvářet například záběry z pohledu postav filmu nebo záběry, u kterých je potřeba, aby se kamera pohybovala společně s hercem nebo s předmětem, který má zabírat [34].



Obr. 1-1-1 Steadicam [31]

1.1.2. Polecam

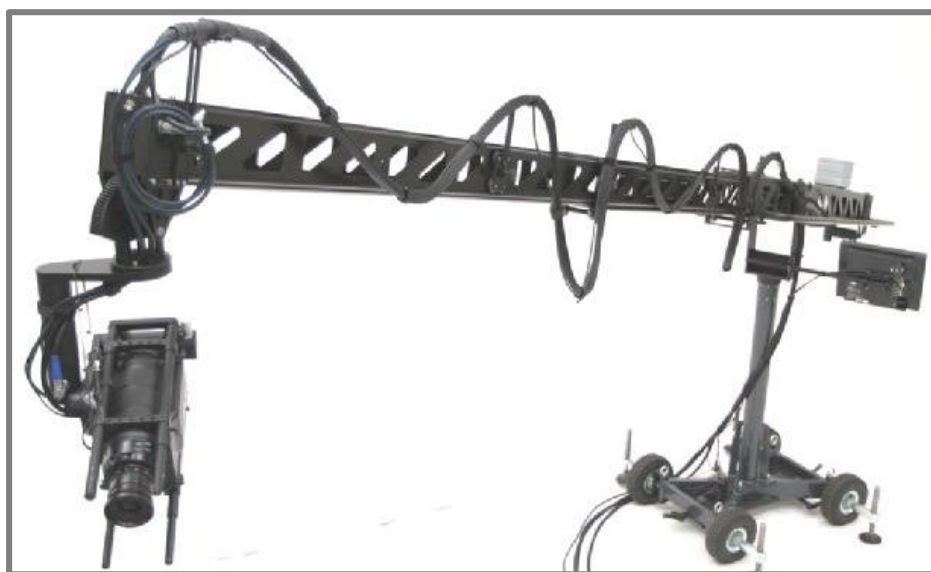
Lepší a především dynamičtějších záběrů lze dosáhnout při použití systému Polecam, který představuje speciální případ kamerového jeřábu upraveného tak, aby byl mobilní a nemusel být pouze upnut ve stativu – kameraman jej může přenášet i během filmování [33] [35] (obr. 1-2). Tento systém navrhla a vyrábí stejnojmenná anglická společnost Polecam Ltd., která vlastní patent na toto zařízení. Základem Polecamu je rameno z uhlíkových vláken, které je modulární a které lze délkově nastavit od 1,5 až do 6 [m]. Nevýhodou je však, že na Polecam nelze připojit klasickou filmovou kameru, ale pouze digitální kamery o nižší hmotnosti [35].



Obr. 1-1-2 Polecam [33]

1.1.3. Kamerový jeřáb

Kamerové jeřáby umožňují vytvářet dynamicky poutavé záběry a pomáhají filmařům natáčet tak, aby divákům nabídli atraktivnější pohledy kamery než jen z výšky očí [30]. Používají se při natáčení scén z výšky (ptačí pohled) i z podhledu (tzv. žabí perspektiva) nebo je lze využít také pro natáčení ve špatně přístupných prostorech. Jeho použití se uplatní nejen ve studiích a ateliérech, ale čím dál víc jsou používány i při filmování venku (například u natáčení koncertů, fotbalových zápasů apod.).



Obr. 1-1-3 Kamerový jeřáb [27]

1.2. Kamerový jeřáb

Kamerový jeřáb se skládá z dálkově řízené kamerové hlavy, která zajišťuje otáčení kamery, a z ramene, které je upnuto ve stojanu a funguje na principu jednoduché páky. Ve spodní (vyvažovací části) ramene je uchyceno závaží, které vyvažuje moment od tíhy kamerové hlavy (obr. 1-2-1).



Obr. 1-2-1 Kamerový jeřáb [27]

1.2.1. Kamerová hlava

K hlavě je bezpečně upevněna kamera. Kamerové hlavy jsou různé konstrukce a liší se podle maximální nosnosti. Hlavy určené pro lehčí kamery bývají jednoramenné. Jejich základní otočný rám je nesymetrický a otočná ramena jsou letmo uložena (obr. 1-2-1-1a). Tento způsob uspořádání je jednodušší pro montáž a správné nastavení, vyžadují však pečlivější vyvážení např. při použití kamer s velkými objektivy. Pro kamery o větší hmotnosti bývají hlavy dvouramenné (obr. 1-2-1-1b). Kamerová hlava pomocí dálkově řízených servomotorů zabezpečuje plynulé otáčení kamery ve dvou osách. První osa otáčení (vertikální osa – ležící ve vertikálním směru) zajišťují pohyb kamery doprava/doleva a druhá (horizontální) osa pohyb ve směru nahoru/dolů.



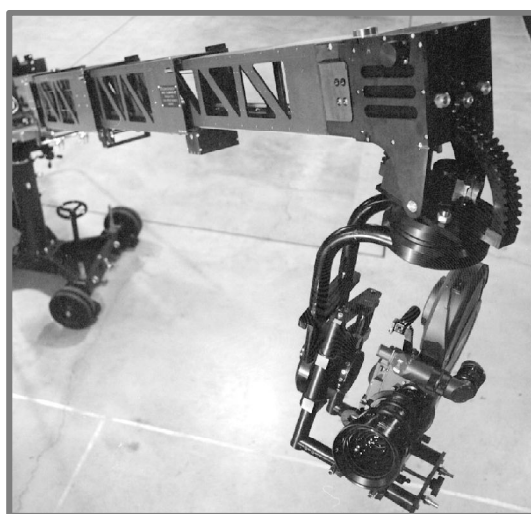
Obr. 1-2-1-1 Hlava – a) jednoramenná, b) dvouramenná [28]

Speciální kamerové hlavy umožňují i otáčení v 3. ose, která otáčí s kamerou přímo v ose jejího objektivu, a vytváří tak ve filmu pohyb naklánění obrazu (obr. 1-2-1-2). Otočná ramena kamerové hlavy jsou výsuvně nastavitelná, aby bylo možno jednoduše umístit střed objektivu do průsečíků os otáčení hlavy.



Obr. 1-2-1-2 Kamerová hlava – 3 osy otáčení [27]

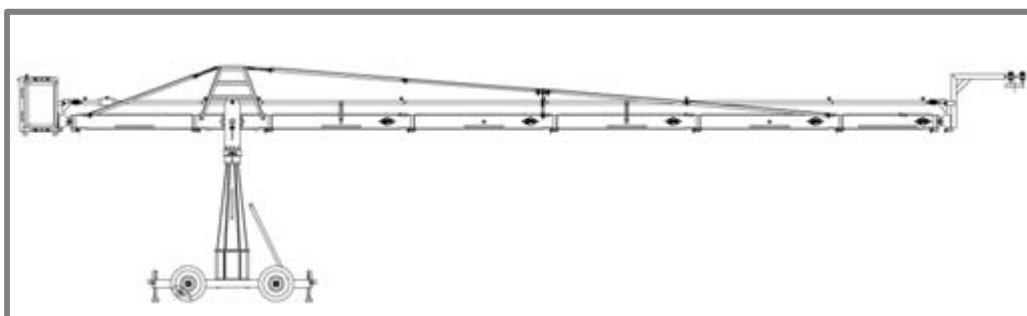
Celá hlava je otočně uchycena k rameni a její náklon musí být stále takový, aby hlava směřovala vždy kolmo dolů. Tento požadavek je při změně náklonu ramene zajišťován různými způsoby vedení, které fungují na principu jednoduchého kinematického systému (paralelogram). Pokud je vhodně zvolena konstrukce hlavy a je společně s kamerou správně vyvážena vůči závěsu (vedení je zatíženo pouze tahem), lze zabezpečit správný sklon hlavy pomocí ocelového lana pevně spojeného se stativem. U kamerových hlav se složitějším způsobem vyvažování může být vedení zatíženo podle náklonu ramene (a natočení hlavy) i tlakem, proto je u těchto hlav jejich vedení místo lanem tvořeno tyčovými profily. U speciálních jeřábů, jejichž délku lze plynule měnit přímo během filmování, není takovéto vedení možné realizovat. Proto je sklon kamerové hlavy v závislosti na náklonu ramene velmi často u těchto jeřábů řízen elektronicky pomocí ozubeného převodu (obr. 1-2-1-3).



Obr. 1-2-1-3 Kamerová hlava – elektronické vedení

1.2.2. Jeřábové rameno

Ramena současně vyráběných jeřábů dosahují různé délky od 2 až do 15 m. Dlouhá ramena musí být podle velikosti zatížení opatřena kotevními lany, která zajišťují dostatečnou tuhost celého jeřábu, aby nedocházelo k příliš velkému nežádoucímu průhybu v místě uchycení kamerové hlavy. Ve spodní (vyvažovací) části ramene je umístěno závaží, které musí přesně vyvažovat moment od tíhy kamery, kamerové hlavy a tíhy jeřábového ramene. Současně s vedením kamerové hlavy musí zabezpečovat, aby při pohybu ramene nepřišla hlava (resp. kamera) do kolize s konstrukcí ramene.



Obr. 1-2-2 Jeřábové rameno – kotvení [37]

1.3. Přehled současných řešení změny délky ramene

Podle způsobu a konstrukce změny délky ramene se dají rozdělit jeřáby do tří základních skupin: modulární, segmentové a kontinuální.

1.3.1. Modulární rameno

Změna délky je u většiny současně vyráběných jeřábů realizována pomocí profilů ramene, které jsou vzájemně modulární. To umožňuje nastavit délky v rámci nejmenší délky modulárního prvku ramene – většinou o velikosti 1,5 m. Tento způsob je však pro přestavování mezi jednotlivými záběry velice časově náročný.

1.3.2. Segmentové rameno

Rameno lze nastavovat po segmentech. Profily ramene se vůči sobě teleskopicky zasouvají a jejich vzájemná poloha se fixuje pomocí otvorů, které jsou od sebe odstupňovány vzdáleností, která určuje nejmenší možnou změnu délky ramene. Tento systém nastavování využívá např. kamerový jeřáb MovieJib německé firmy MovieTech [28], který dovoluje stejným způsobem měnit délku vedení kamerové hlavy i délku vyvažovací části ramene se závažím, a umožňuje tak snadnou a velmi rychlou přestavbu mezi záběry (obr. 1-3-2-1).



Obr. 1-3-2-1 Segmentové rameno [28]

Segmentový systém používá i např. rameno jeřábu firmy Gantry Crane [29], které využívá podobné nastavování délky vedení kamery. S tím rozdílem, že teleskopické profily vedení jsou aretovány v libovolné vzdálenosti silovým sevřením pomocí šroubu. Tento postup je náročnější z hlediska správného nastavení vodorovné roviny kamerové hlavy. Dovažování změn se uskutečňuje jednoduše pomocí přibírání nebo odebírání závaží (obr. 1-3-2-2).

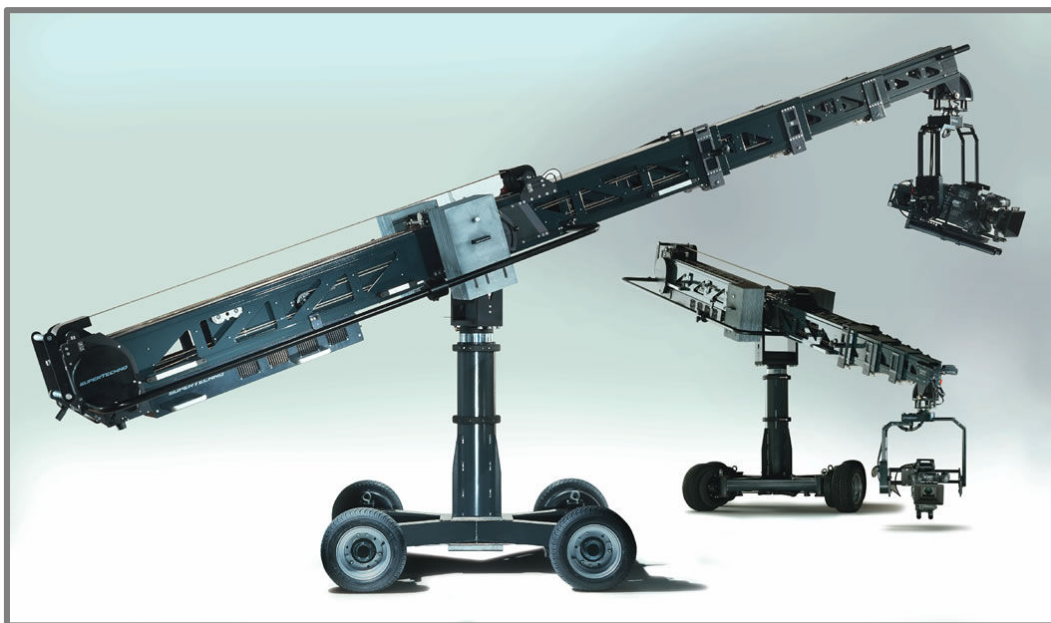


Obr. 1-3-2-2 Segmentové rameno [29]

1.3.3. Kontinuální rameno

U ramene s plynulou změnou délky se teleskopické profily vysouvají nebo zasouvají pomocí systému kladek a lan. Tento princip je využíván u jeřábů, které používají tento pohyb (změnu délky rameny) přímo během záběru kamery. Proto tyto jeřáby obsahují i složitý systém pohyblivého dovažování, který mění délku ramene působení tíhy závaží kontinuálně v závislosti na změně délky ramene. Nastavování sklonu kamerové hlavy vůči náklonu ramene je zajištěno

přes elektronické vedení (obr. 1-2-1-3). Největším výrobcem těchto jeřábů je firma SuperTechno® (obr. 1-3-3-1) [27] nebo například firma Secced [38].



Obr. 1-3-3-1 Kontinuální rameno – SuperTechno® [27]

2. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO 2 TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

2.1. Formulace řešeného problému

V dnešní době se stále častěji s oblibou při filmování využívá kamerového jeřábu. Jeho použití je však i dnes velice často problematické z hlediska špatné cenové dostupnosti a velké náročnosti na dopravu a montáž. Většina jeřábů nabízených na dnešním trhu navíc neposkytuje obsluze kamery možnost libovolně zvolit délku jeřábového ramene a kameraman tak může natáčet pouze s jedinou možnou délkou ramene, která je pevně dána její konstrukcí.

Řešení zadaného problému tedy spočívá v návrhu kamerového jeřábu, který svou konstrukcí umožní při dodržení zadaných parametrů:

- a) snadnou a rychlou montáž a jednoduchou dopravu,
- b) volitelnou délku teleskopického ramene,
- c) snadnější cenovou dostupnost,

Návrh zahrnuje vypracování 3D modelu a vyhotovení výkresové dokumentace.

2.2. Požadované parametry

- hmotnost kamery 8 kg,
- kamerová hlava s dvěma osami otáčení
(bylo upraveno oproti původnímu zadání)
- ruční nastavování délky teleskopického ramene,
- maximální délka ramene 6 m

3. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem diplomové práce je návrh konstrukčního řešení kamerového jeřábu s libovolně nastavitelnou délkou teleskopického ramene (ruční nastavování) o maximální délce 6 m a s nosností kamery o váze 8 kg. Dále pak návrh konstrukce kamerové hlavy včetně pohonu otáčení kamery ve dvou nezávislých osách.

Výstupem práce je 3D model zhotovený v programu Autodesk Inventor Professional 2009 a výkresová dokumentace (přehledový výkres celkové sestavy a výkres kamerové hlavy).

Dílčí cíle diplomové práce:

- Konstrukční návrh kamerové hlavy
- Návrh pohonu os otáčení kamerové hlavy
- Pevnostně deformační analýza teleskopického ramene
- Návrh konstrukčních prvků umožňující libovolnou změnu délky ramene
- Návrh bezpečnostních prvků
- Tvorba 3D modelu a výkresové dokumentace

4. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4

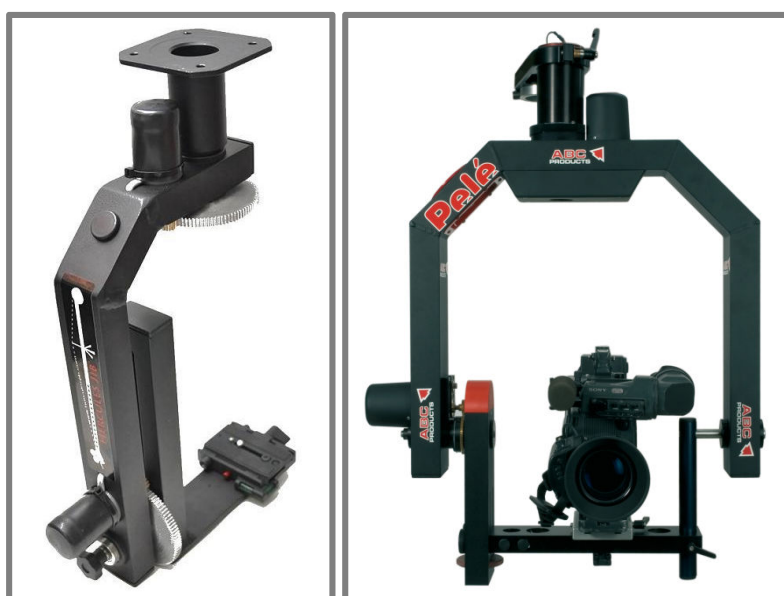
Návrh kamerového jeřábu vychází z požadavků zadání a svým přístupem se snaží vytvořit optimální konstrukční řešení, které zajišťuje snadnou montáž a přepravu, jednoduché nastavování délky ramene a které se současně přitom snaží zajistit dostatečně tuhou konstrukci ramene jeřábu pro kvalitní natáčení.

- a) Prostudování problematiky současně vyráběných kamerových jeřábů, seznámení se s jejich funkcí, ovládáním a požadavky obsluhy kamery. Seznámení s jednotlivými konstrukčními celky, které jsou nezbytné pro správnou funkčnost zařízení.
- b) Návrh konstrukce kamerové hlavy a pohonu jejího otáčení.
- c) Návrh konstrukce teleskopického ramene a jeho deformační analýza.
- d) Návrh bezpečnostních prvků.
- e) Vytvoření 3D modelu a výkresové dokumentace.

5. NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

5.1. Kamerová hlava

Uchycení kamerové hlavy v závěsu je pod úrovní jeřábového ramene, její konstrukce je navrhována tak, aby s větší částí zatěžovala vedení kamerové hlavy na tah. S ohledem na poměrně nízkou požadovanou hmotnost (dle zadání: hmotnost kamery 8 kg) je volena varianta jednoramenné konstrukce kamerové hlavy.



Obr. 5-1-1 Kamerová hlava – varianty [25][26]

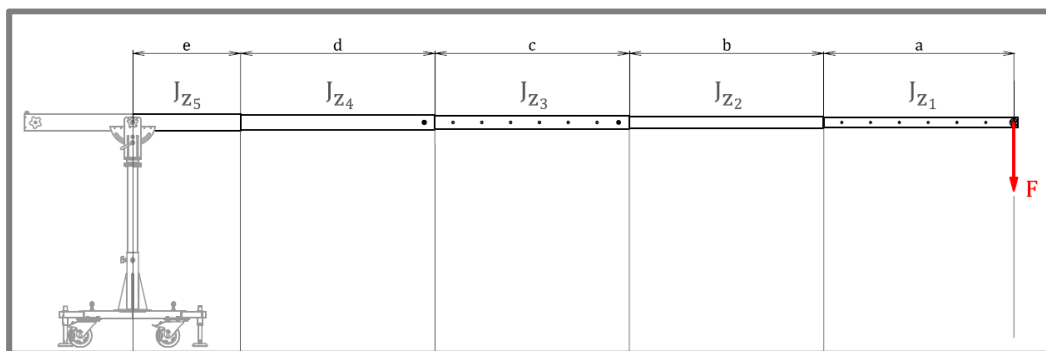
5.2. Jeřábové rameno

Rameno je zatěžováno kamerovou hlavou s kamerou o celkové váze 45 kg a liniovým zatížením od váhy jednotlivých profilů. Teleskopické rameno tvoří čtvercové (jekl) profily, které jsou velikostně odstupňovány tak, aby se dali do sebe vzájemně zasouvat.

Pomocí integrací diferenciálních rovnic průhybové čáry ramene (podrobně popsané v kapitole 6.2.2) byl stanoven průběh deformací profilů ramene pro varianty ramene skládajících se buď z pěti profilů o délce 1500 mm (obr. 5-2-1) a nebo ze čtyř profilů dlouhých 1850 mm a to vyráběných buď z hliníku nebo oceli (viz tab. 5-2-1).

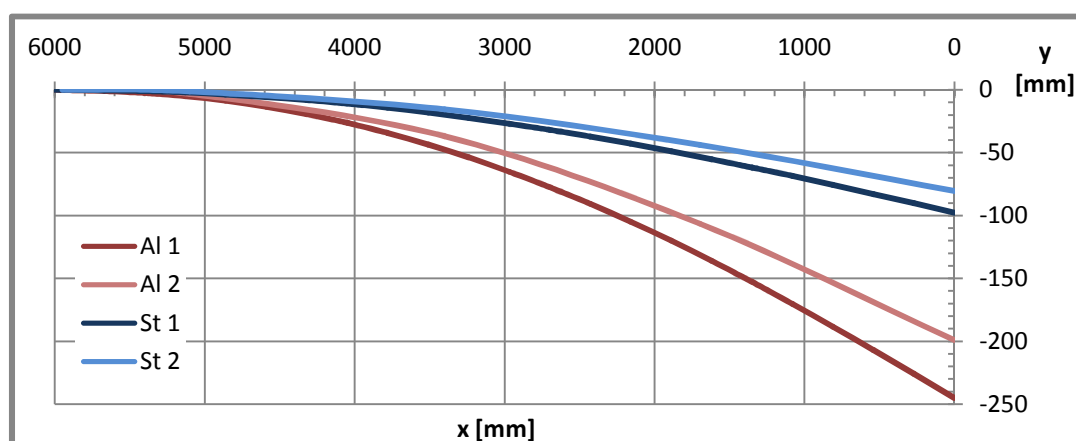
Tab. 5-2-1 Jeřábové rameno - varianty

MATERIÁL VARIANTA	PROFIL	DÉLKA [mm]		E [MPa]	LINIOVÉ ZATÍŽENÍ q [N/mm]	HMOTNOST [kg]	MAX. PRŮHYB [mm]
Hliník (Al 1)	70x70x4	a	1350	$0,69 \cdot 10^5$	0,029	23,3	-245,0
	80x80x4	b	1350		0,033		
	90x90x4	c	1350		0,037		
	100x100x4	d	1350		0,042		
	120x120x5	e	750		0,051		
Ocel (St 1)	70x70x4	a	1350	$2,1 \cdot 10^5$	0,077	82,8	-97,6
	80x80x4	b	1350		0,089		
	90x90x4	c	1350		0,102		
	100x100x4	d	1350		0,114		
	120x120x5	e	850		0,170		
Hliník (Al 2)	80x80x4	a	1700	$0,69 \cdot 10^5$	0,033	29,3	-199,1
	90x90x4	b	1700		0,037		
	100x100x4	c	1700		0,042		
	120x120x5	d	1700		0,051		
Ocel (St 2)	80x80x4	a	1700	$2,1 \cdot 10^5$	0,089	90,9	-80,5
	90x90x4	b	1700		0,102		
	100x100x4	c	1700		0,114		
	120x120x5	d	850		0,170		



Obr. 5-2-1 Jeřábové rameno – schéma

Rameno o celkové délce 6 m dosahuje v místě uchycení kamerové hlavy velkých deformací. Nejmenší deformace nastávají vždy u variant z oceli a při variantě užívající menší počet profilů (z důvodu celkově většího průřezu nosníku). Průběhy deformací jednotlivých variant ramene zobrazuje graf. 5-2-1.



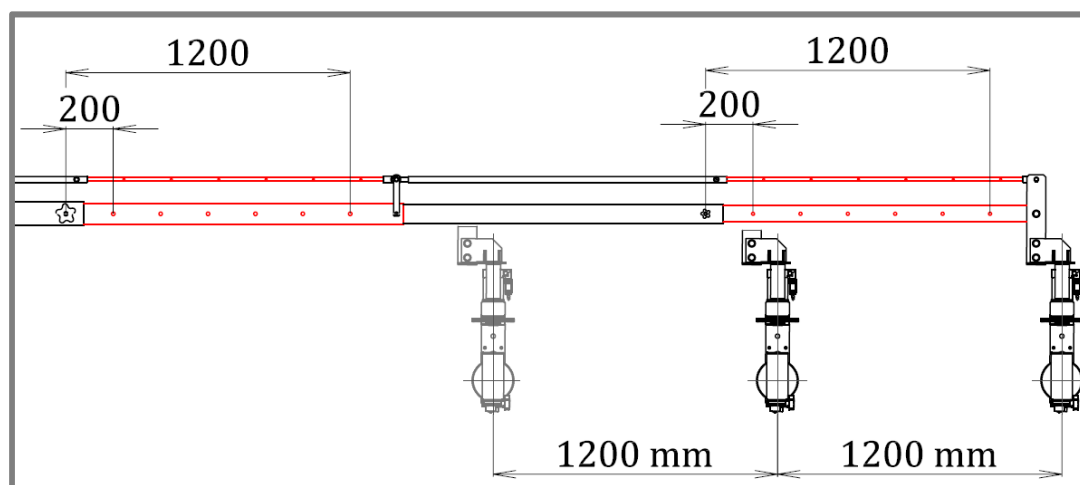
Graf. 5-2-1 Jeřábové rameno – průhyb variant

Deformace hliníkových profilů jsou více jak dvojnásobné oproti průhybu ramene z oceli. Ovšem i nejnižší deformace, které nastávají u ocelových profilů (graf. 5-2-1 – varianta St 2) o velikosti 80,5 mm jsou pro filmování nežádoucí. Proto je nutné u všech navrhovaných variant kotvit profily pomocí ocelových lan.

Jelikož základem návrhu je vytvoření lehké konstrukce pro snadnou manipulaci a přepravu a jelikož ani varianta při využití ocelových profilů neumožňuje příliš zjednodušit systém kotvení ramene, je volena pro daný návrh varianta využívající hliníkové profily o délce 1500 mm (varianta Al-1).

5.3. Návrh změny délky ramene

Pro snadnější nastavování je zvolen systém segmentového polohování délky ramene i vedení kamery. Délku ramene lze měnit pomocí zasouvání a vysouvání prvního a třetího profilu, které lze aretovat pomocí otvorů ve vzdálenostech po 200 mm. Rameno je možno nastavit do 13 poloh v celkovém rozsahu 2400 mm (obr. 5-3-1).



Obr. 5-3-1 Jeřábové rameno – schéma

5.4. Vedení kamerové hlavy

Pro teleskopické délkově nastavitelné rameno lze použít pouze vedení kamerové hlavy, které zaručuje možnost změny jeho délky v závislosti na změně délky ramene. Vedení může být pak realizováno buď pomocí ocelového lana s navíjecím bubnem, nebo pomocí teleskopických profilů se stejným uspořádáním jako u ramene.

S ohledem na způsob namáhání vedení od zvolené jednoramenné hlavy a pro snadnější obsluhu je zvoleno vedení hlavy pomocí teleskopických profilů (obr. 5-3-1).

6. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Řešení konstrukce kamerového jeřábu obsahuje návrh jednotlivých konstrukčních celků zařízení teleskopického systému.

6.1. Kamerová hlava

Zabývá se řešením jednotlivých konstrukčních uzlů, návrhem pohonu otáčení kamery, pevnostním výpočtem ozubeného převodu dle normy ČSN 01 4686 a analýzou tuhost navržené kamerové hlavy (hřídelí a rámu)

6.2. Jeřábové rameno

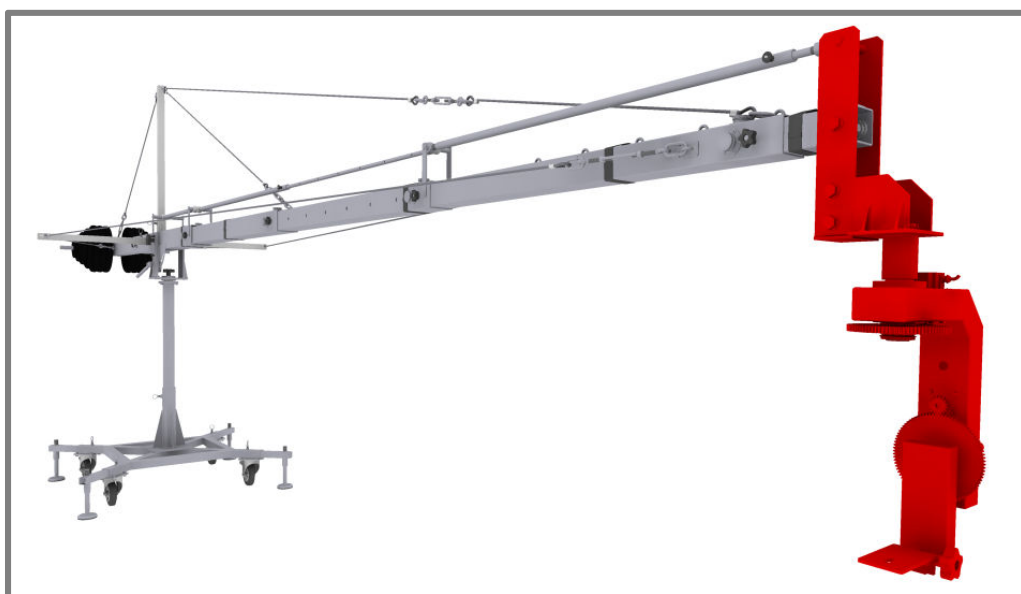
Řeší systém teleskopicky měnitelné délky ramene jeřábu, konstrukci jednotlivých uzlů spojených s touto problematikou a tuhost celého ramene.

6.3. Stojan

Obsahuje návrh konstrukce otočného stojanu, kontrolu stability celého zařízení a návrh bezpečnostních prvků.

6.1. Kamerová hlava

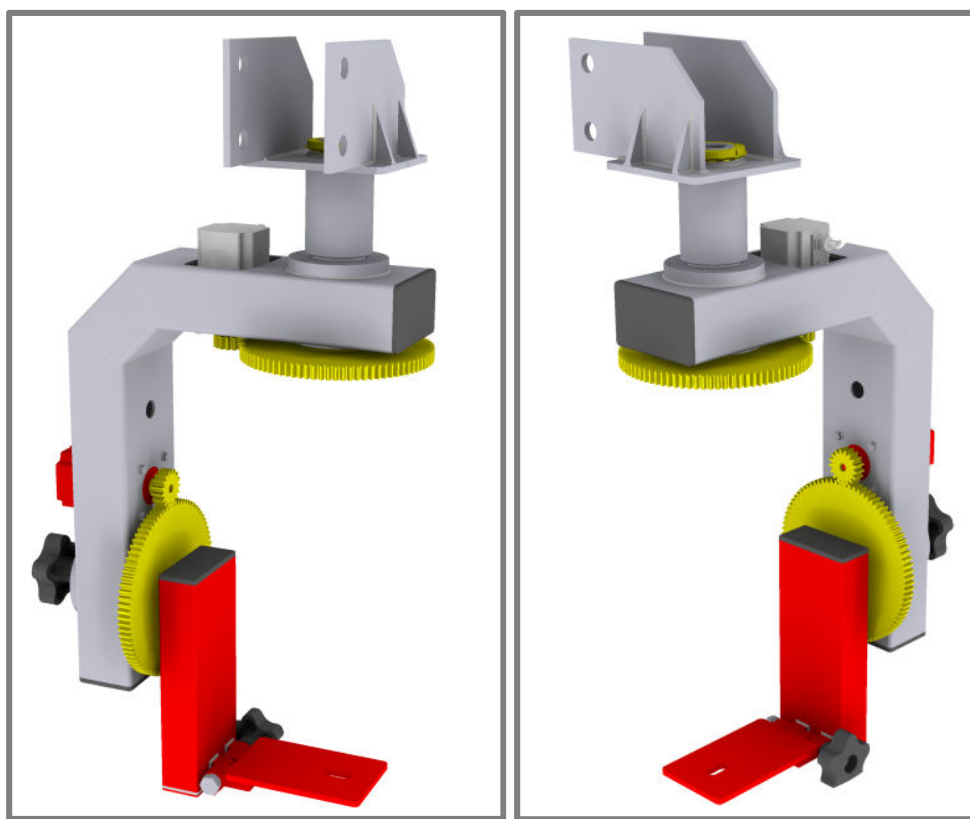
Hlava kamerového jeřábu zajišťuje otáčení kamery ve dvou nezávislých osách, jejichž otáčení je realizováno přes ozubený převod pomocí servomotorů. Konstrukce hlavy je navržena jako nesymetricky letmo uchycený otočný rám, který se otáčí kolem vertikální osy, a výškově nastavitelné letmo uložené rameno, které se otáčí kolem osy horizontální (obr. 6-1-1).



Obr. 6-1-1 Kamerová hlava

6.1.1. Návrh konstrukce horizontálního ramene

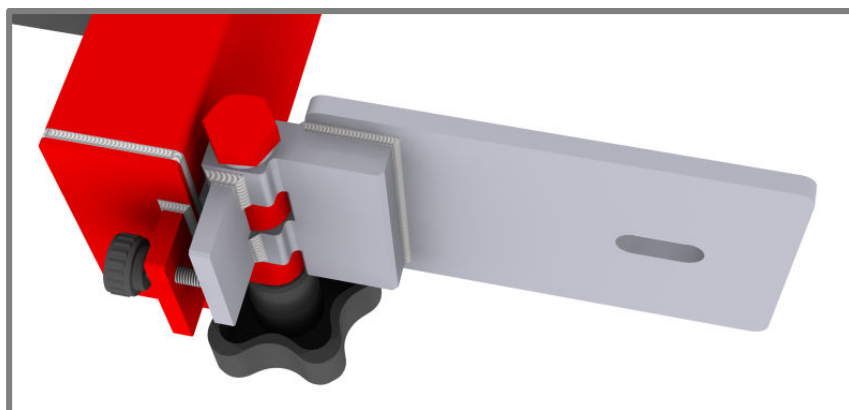
Horizontální rameno zajišťuje pohyb kamery otáčení nahoru/dolů. Konstrukci ramene tvoří svařovaný rám, jehož základem je ocelový uzavřený obdélníkový profil 90x40x2 dle normy ČSN EN 10219-2 z materiálu 11 375, a výkyvná deska, na kterou se pomocí stativové destičky upíná šroubem samotná kamera. Výkyvná deska (obr. 6-1-1-2) zajišťuje správné nastavení náklonu kamery do vodorovného směru a její poloha je následně fixována šroubovým spojem (obr. 6-1-1-2). Celé rameno se otáčí na letmo uložené hřídeli a je poháněno přes ozubený převod servomotorem (obr. 6-1-1-1). Horizontální rameno lze libovolně výškově nastavit tak, aby ohnisko kamery leželo vždy přímo v ose jejího otáčení. Pro jednoduchou a rychlou montáž je rameno spojeno s hřídelí pomocí rozebíratelného šroubového spoje (obr. 6-1-1-4).



Obr. 6-1-1-1 Horizontální rameno

Návrh spoje výkyvné desky

Výkyvná deska je otočně uložena v pantu, který je součástí svařence s obdélníkovým profilem. Z bezpečnostních důvodů je deska o profil zapřena, a dovoluje tak natáčení pouze v kladném směru. Vodorovnou polohu desky (a tedy i kamery) lze velmi přesně nastavit pomocí stavitelného šroubu. Po nastavení požadované roviny je celá sestava aretována dotažením šroubu s hvězdicovou maticí, který vytváří rychle rozebíratelný spoj se silovým stykem (obr. 6-1-1-2).



Obr. 6-1-1-2 Horizontální rameno – spoj výkyvné desky

Uchycení a aretace výkyvné upínací desky je realizováno rozebiratelným spojením pomocí šroubového spoje se silovým stykem. Spoj je tvořen šroubem M12 x 1,75 s jednochodým metrickým závitem z oceli s dolní mezí kluzu $R_{eL} = 400$ MPa pevnostní třídy 5.8 (dle normy ČSN EN ISO 898-1) a maticí s mosazným pouzdrem s průchozím závitem. Pro snadnou a především rychlou ruční demontáž je matice tvořena ruční hvězdicovým kolečkem VCT.FP VCT.50 FP-M10 firmy Eles+Ganter. Mosazná matice má výšku $H_1 = 26$ mm a dovolený tlak v závitech matice je $p_D = 14$ MPa. Střední průměr dvou opěrných ploch ($i = 2$) je $d_o = 15,5$ mm a přenášený krouticí moment od tíhy kamery $F = 100$ N na rameni výkyvné desky o délce 160 mm je $M_k = 16$ Nm. Součinitel tření mezi třecími plochami představující dvě mezikruží materiálové dvojice ocel-ocel je $\mu = 0,25$. Součinitel tření v závitech mezi materiálovou dvojicí šroub-matice (ocel-mosaz) je $f = 0,15$. Jednotlivé rozměry závitu viz tab. 6-1-1 [2].

Tab. 6-1-1-1 Spoj výkyvné desky – rozměry závitu [2]

Rozměr závitu	Označení	[mm]
Rozteč šroubu	P_h	1,750
Velký průměr závitu šroubu	d	12,000
Střední průměr závitu šroubu	d_2	10,863
Malý průměr závitu matice	D_1	10,106
Malý průměr závitu šroubu	d_3	9,853

Zatížení – obvodová síla:

$$F_o = \frac{2M_k}{d_o} = \frac{2 \cdot 16000 \text{ Nmm}}{15,5 \text{ mm}} = 2064,52 \text{ [N]}$$

Potřebná přitlačná síla – síla působící v ose šroubu:

$$F_p = \frac{F_o}{i\mu} = \frac{2064,52 \text{ N}}{2 \cdot 0,25} = 4129,03 \text{ [N]}$$

Potřebný utahovací moment:

$$M = \frac{F_p d_2}{2} \left(\frac{P_h \cos(\alpha/2) + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos(\alpha/2) - f P_h} \right)$$

$$M = \frac{4129,03 \text{ N} \cdot 10,863 \text{ mm}}{2} \left(\frac{1,75 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) + \pi \cdot 0,15 \cdot 10,863 \text{ mm}}{\pi \cdot 10,863 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) - 0,15 \cdot 1,75 \text{ mm}} \right) = 5083,15 \text{ [Nmm]}$$

Velikost utahovacího momentu obsluhy:

$$M_u = F_{\text{hand}} \frac{d_k}{2} = 300 \text{ N} \frac{63 \text{ mm}}{2} = 9450 \text{ [Nmm]}$$

Bezpečnost proti prokluzu:

$$k_M = \frac{M_u}{M} = \frac{9450 \text{ Nmm}}{5083,15 \text{ Nmm}} = 2 \text{ [-]}$$

Normálové tahové napětí v ose šroubu:

$$\sigma = \frac{4F_p}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 4129,03 \text{ N}}{\pi \cdot (9,853 \text{ mm})^2} = 54,15 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí od utahovacího momentu:

$$\tau = \frac{16M}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 5083,15 \text{ Nmm}}{\pi \cdot (9,853 \text{ mm})^3} = 27,06 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí podle podmínky HMM:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(54,15 \text{ MPa})^2 + 3(27,06 \text{ MPa})^2} = 71,62 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{R_{eL}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{400 \text{ MPa}}{71,62 \text{ MPa}} = 5,6 \text{ [-]}$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)n_z} = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)\frac{H_1}{P_h}} = \frac{4 \cdot 4129,03 \text{ N}}{\pi[(12 \text{ mm})^2 - (10,106 \text{ mm})^2] \frac{26 \text{ mm}}{1,75 \text{ mm}}} = 8,45 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči otlacení v závitech:

$$k_p = \frac{p_D}{p} = \frac{14 \text{ MPa}}{8,45 \text{ MPa}} = 1,66 \text{ [-]}$$

kde:

d	[mm]	- velký průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	- střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr závitu šroubu
d_o	[mm]	- střední průměr opěrných ploch
d_k	[mm]	- průměr utahovací matice
D_1	[mm]	- malý průměr závitu matice
f	[-]	- součinitel tření v závitech

F_o	[N]	- obvodová síla
F_p	[N]	- síla v ose šroubu
i	[-]	- počet opěrných ploch
k_M	[-]	- bezpečnost vůči prokluzu
k_p	[-]	- bezpečnost vůči otlačení v závitech
k	[-]	- bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
M	[Nmm]	- utahovací moment
M_u	[Nmm]	- ruční utahovací moment
n_z	[-]	- počet činných závitů
p	[MPa]	- tlak v závitech
R_{eL}	[MPa]	- dolní mez kluzu
σ	[MPa]	- tahové napětí v ose šroubu
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí podle podmínky HMH
τ	[MPa]	- napětí v krutu
μ	[-]	- součinitel tření v opěrných plochách
P_h	[mm]	- rozteč závitu

Upnutí kamery:

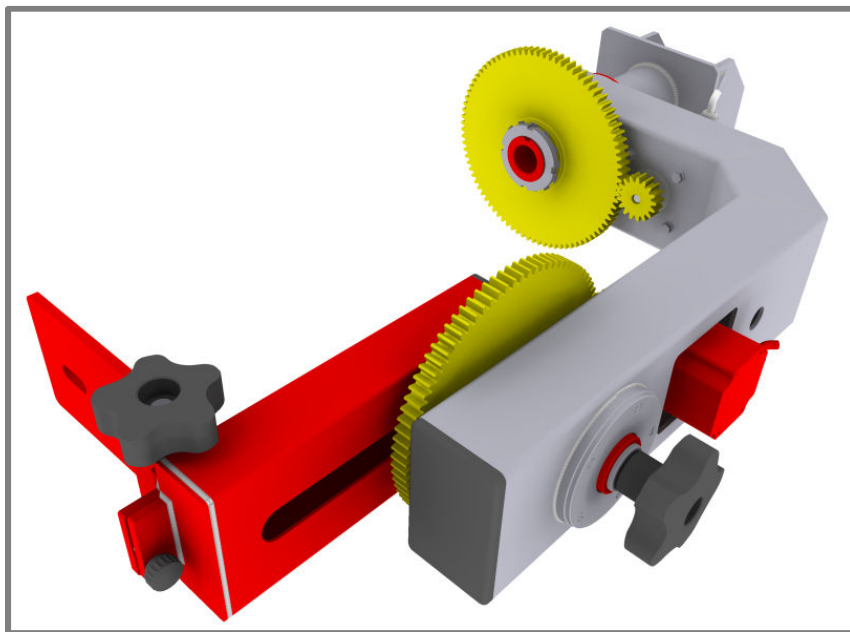
Pro jednoduché upnutí kamery k výkyvné desce je možné použít stativovou destičku například firmy Vanguard, kterou lze šroubem jednoduše přišroubovat. Stativová destička obsahuje vodováhy, pomocí nichž lze jednoduše nastavit kamerovou hlavu do roviny (obr. 6-1-1-3).



Obr. 6-1-1-3 Horizontální rameno – stativová destička [24][16]

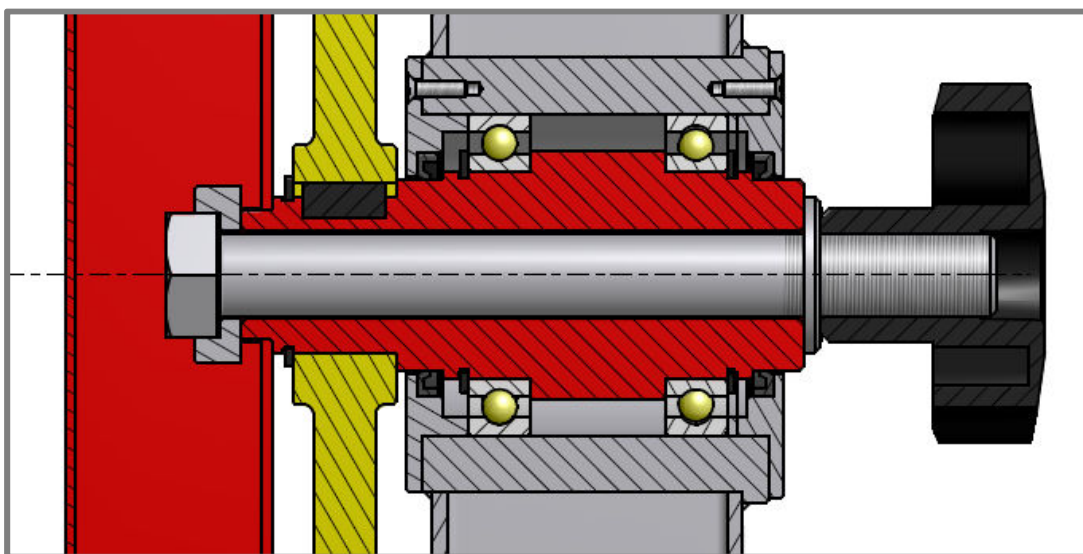
Návrh výškově nastavitelného otočného ramene

Základ horizontálně otočného ramene tvoří uzavřený obdélníkový profil. Ten je opatřen drážkou, která umožňuje výškově nastavit délku ramene vůči ose otáčení v rozsahu $L = 0$ až 155 mm (obr. 6-1-1-4).



Obr. 6-1-1-4 Horizontální rameno – otočné rameno

Přes drážku profilu je provlečen šroub M16x0,5, který profil spojuje s dutou hřídelí silovým stykem (obr. 6-1-1-5). Profil je svou drážkou tvarově vystředěn na čtvercové osazení hřídel. Na toto osazení je tvarově středěna i speciální podložka, která zamezuje protáčení šroubu při utahování. Čtvercové osazení hřídele lze navíc využít v případě nebezpečí selhání sevření ve šroubovém spoji (profil-hřídel) k dočasnému přenášení kroutícího momentu.



Obr. 6-1-1-5 Horizontální rameno – schéma uložení

Upevnění horizontálního ramene

Poloha horizontálního ramene je zajištěna šroubem M16x0,5, který vytváří silový spoj mezi ramenem a hřídelí. Šroub s jednochodým metrickým závitem z oceli s dolní mezí kluzu $R_{eL} = 400$ MPa pevnostní třídy 5.8 (dle normy ČSN EN ISO 898-1) a maticí s mosazným pouzdrem s průchozím závitem. Pro snadnou ruční demontáž je matice tvořena ruční hvězdicovým kolečkem VCT-74-FP M16 firmy Eles+Ganter s mosaznou matice výšky $H_1 = 31$ mm a dovolený tlak v závitech matice je $p_D = 14$ MPa. Střední průměr opěrné plochy je $d_o = 28$ mm a přenášený krouticí moment od tíhy kamery $F = 100$ N na maximální délce ramene o délce 155 mm je $M_k = 15,5$ Nm. Součinitel tření mezi třecími plochami materiálové dvojice ocel-ocel je $\mu = 0,25$. Součinitel tření v závitech mezi materiálovou dvojicí šroub-matice (ocel-mosaz) je $f = 0,15$. Jednotlivé rozměry závitu viz tab. 6-1-1-2 [2].

Tab. 6-1-1-2 Spoj horizontálního ramene – rozměry závitu [2]

Rozměru závitu	Označení	[mm]
Rozteč šroubu	P_h	2,000
Velký průměr závitu šroubu	d	16,000
Střední průměr závitu šroubu	d_2	14,701
Malý průměr závitu matice	D_1	13,835
Malý průměr závitu šroubu	d_3	13,546

Obvodová síla:

$$F_o = \frac{2M}{d_o} = \frac{2 \cdot 15500 \text{ Nmm}}{28 \text{ mm}} = 1107,14 \text{ [N]}$$

Potřebná přitlačná síla – síla působící v ose šroubu:

$$F_p = \frac{F_o}{\mu} = \frac{1107,14 \text{ N}}{0,25} = 4428,57 \text{ [N]}$$

Potřebný utahovací moment:

$$M = \frac{F_p d_2}{2} \left(\frac{P_h \cos(\alpha/2) + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos(\alpha/2) - f P_h} \right) \text{ [Nmm]}$$

$$M = \frac{4428,57 \text{ N} \cdot 14,701 \text{ mm}}{2} \left(\frac{2 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) + \pi \cdot 0,15 \cdot 14,701 \text{ mm}}{\pi \cdot 14,701 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) - 0,15 \cdot 2 \text{ mm}} \right) = 7101,13 \text{ [Nmm]}$$

Velikost utahovacího momentu obsluhy:

$$M_u = F_{\text{hand}} \frac{d_k}{2} = 300 \text{ N} \frac{74 \text{ mm}}{2} = 11100 \text{ [Nmm]}$$

Bezpečnost proti prokluzu:

$$k_M = \frac{M_u}{M} = \frac{11100 \text{ Nmm}}{7101,13 \text{ Nmm}} = 1,6$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)n_z} = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)\frac{H_1}{P_h}} = \frac{4 \cdot 4428,57 \text{ N}}{\pi[(16 \text{ mm})^2 - (13,835 \text{ mm})^2]\frac{31 \text{ mm}}{2,0 \text{ mm}}} = 5,63 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči otláčení v závitech:

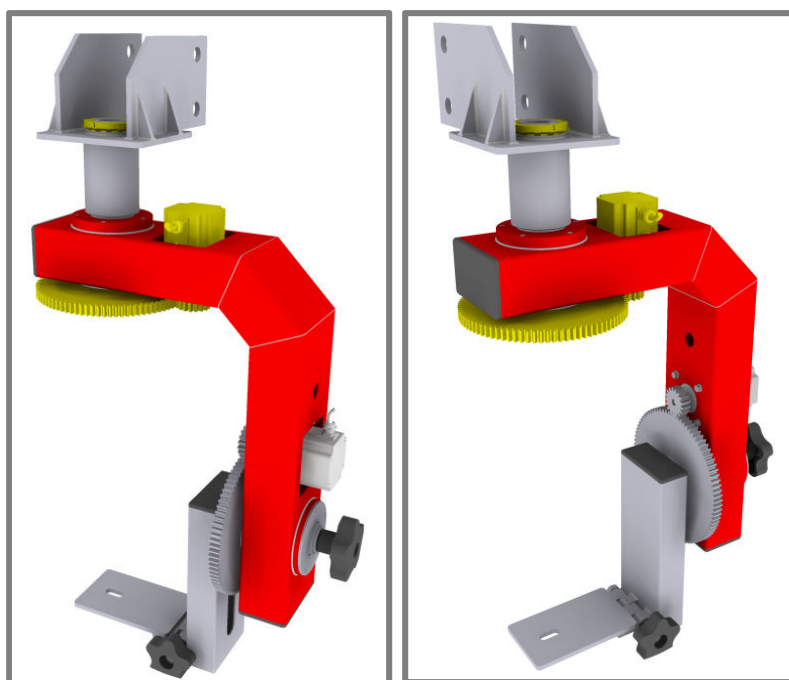
$$k_p = \frac{p_D}{p} = \frac{14 \text{ MPa}}{5,63 \text{ MPa}} = 2,5 \text{ [-]}$$

kde:

d	[mm]	- velký průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	- střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr závitu šroubu
d_o	[mm]	- střední průměr opěrných ploch
d_k	[mm]	- průměr utahovací matice
D_1	[mm]	- malý průměr závitu matice
f	[-]	- součinitel tření v závitech
F_o	[N]	- obvodová síla
F_p	[N]	- síla v ose šroubu
k_M	[-]	- bezpečnost vůči prokluzu
k_p	[-]	- bezpečnost vůči otláčení v závitech
M	[Nmm]	- utahovací moment
M_u	[Nmm]	- ruční utahovací moment
n_z	[-]	- počet činných závitů
p	[MPa]	- tlak v závitech
P_h	[mm]	- rozteč závitu
R_{eL}	[MPa]	- dolní mez kluzu
μ	[-]	- součinitel tření v opěrných plochách

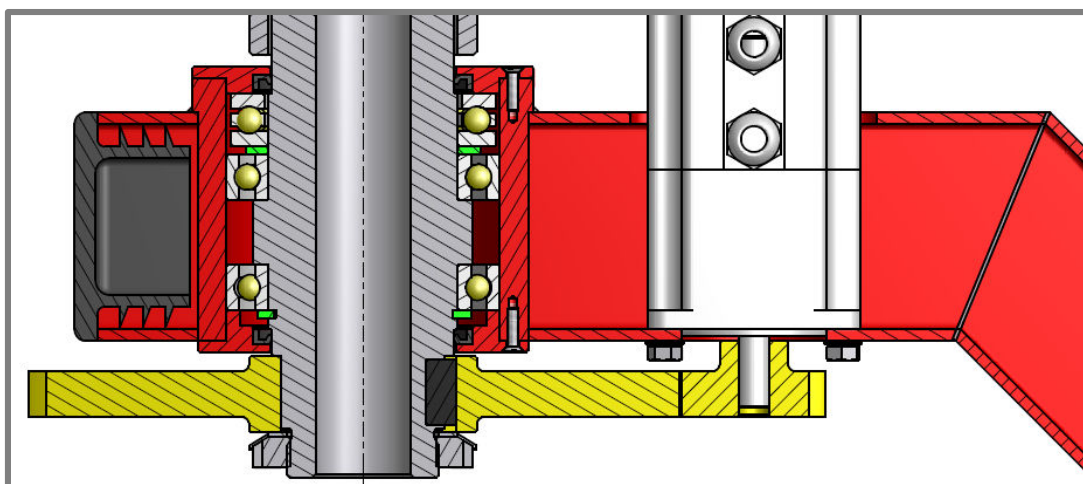
6.1.2. Návrh konstrukce vertikálního ramene

Vertikální rameno kamerové hlavy zajišťuje pohyb otáčení kamery doprava/doleva. Konstrukce otočného ramene je tvořena svařovaným rámem z ocelových profilů 100x60x3 dle normy ČSN EN 10219-2 z materiálu 11 375. K rámu jsou připevněny servomotory pohánějící obě osy otáčení kamery a celý rám se otáčí kolem pevné hřídele, která je uchycena závitovým spojem k pevnému závěsu kamerové hlavy (obr. 6-1-2-1).



Obr. 6-1-2-1 Vertikální rameno hlavy

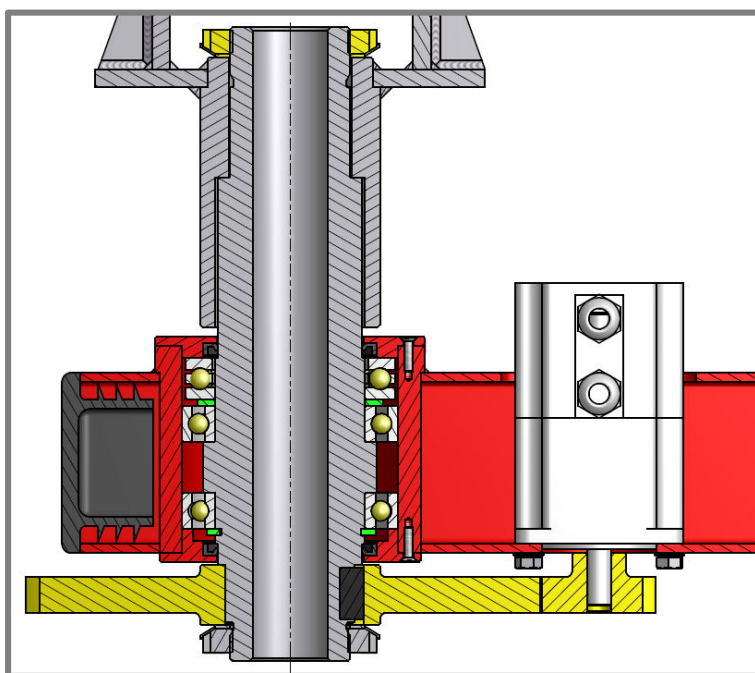
Pevná hřídel, kolem které se otáčí vertikální rameno, je dutá a jejím středem je protaženo kabelové vedení napájení a ovládání obou servomotorů. Proto se kamerová hlava může otáčet bez omezení v celém rozsahu 360°. Rám je otočně uchycen na hřídeli pomocí dvou radiálních a jednoho axiálního ložiska (obr. 6-1-2-2).



Obr. 6-1-2-2 Vertikální rameno – schéma uložení

Uchycení vertikálního ramene k závěsu hlavy

Pevná hřídel, na které je otočně uloženo vertikální rameno kamerové hlavy, je připevněna k pevnému závěsu pomocí KM matice a MB podložky M40x1,5 (obr. 6-1-2-3), a vytváří tak předejatý šroubový spoj zatížený tíhou kamerové hlavy s kamerou $F = 400 \text{ N}$. Délka válcové části hřídele bez závitu je $l_g = 80 \text{ mm}$, se závitem $l_b = 10 \text{ mm}$, průměr podložky $d_p = 50 \text{ mm}$, střední průměr styčné plochy mezi maticí a podložkou je $d_o = 40 \text{ mm}$, součinitel tření mezi touto materiálovou dvojicí je $f_o = 0,2$ a v závitech $f = 0,2$. Dovolенý tlak v závitech matice $p_D = 10 \text{ MPa}$ a bezpečnost proti zániku sevření $k_0 = 5$.



Obr. 6-1-2-3 Vertikální rameno – uchycení kamerové hlavy k závěsu

Tab. 6-1-2-1 Spoj vertikálního ramene – rozměry závitu [2]

Rozměry závitu	Označení	[mm]
Rozteč šroubu	P_h	1,500
Velký průměr závitu šroubu	d	40,000
Střední průměr závitu šroubu	d_2	39,026
Malý průměr závitu matice	D_1	38,376

Tuhost šroubu (hřídele):

$$k_s = \frac{S_d A_s E}{S_d l_b + A_s l_g} = \frac{1256,64 \text{ mm}^2 \cdot 1169,79 \text{ mm}^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{1256,64 \text{ mm}^2 \cdot 10 \text{ mm} + 1169,79 \text{ mm}^2 \cdot 80 \text{ mm}} = 2908162,77 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$k_p = \frac{\pi E d \tan \alpha_k}{2 \ln \frac{(l_s \tan \alpha_k + d_p - d)(d_p + d)}{(l_s \tan \alpha_k + d_p + d)(d_p - d)}} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot \tan 30^\circ}{2 \ln \frac{(90 \cdot \tan 30^\circ + 50 - 40)(50 + 40)}{(90 \cdot \tan 30^\circ + 50 + 40)(50 - 40)}} = 5567940,97 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Tuhostní konstanta spoje:

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{2908162,77}{2908162,77 + 5567940,97} = 0,343 [-]$$

Bezpečnost vůči zániku sevření:

$$k_0 = \frac{F_i}{\Delta F_p} = \frac{F_i}{F(1-C)}$$

Síla předpětí šroubu:

$$F_i = k_0 F(1 - C) = 5 \cdot 400 \text{ N} \cdot (1 - 0,343) = 1313,8 \text{ [N]}$$

Výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu:

$$F_s = F_i + CF = 1313,8 \text{ N} + 0,343 \cdot 400 \text{ N} = 1451,038 \text{ [N]}$$

Potřebný utahovací moment:

$$M = \frac{F_i d_2}{2} \left(\frac{P_h \cos(\alpha/2) + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos(\alpha/2) - f P_h} \right) + \frac{F_i f_0 d_0}{2} \text{ [Nmm]}$$

$$M = \frac{1313,80 \text{ N} \cdot 39,026 \text{ mm}}{2} \left(\frac{1,5 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) + \pi \cdot 0,2 \cdot 39,026 \text{ mm}}{\pi \cdot 39,026 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) - 0,2 \cdot 1,5 \text{ mm}} \right) + \frac{1313,80 \text{ N} \cdot 0,2 \cdot 40 \text{ mm}}{2}$$

$$M = 12163,81 \text{ [Nmm]}$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4F_s}{\pi(d^2 - D_1^2) \frac{B}{P_h}} = \frac{4 \cdot 1451,038 \text{ N}}{\pi[(40 \text{ mm})^2 - (38,376 \text{ mm})^2] \frac{9 \text{ mm}}{1,5 \text{ mm}}} = 2,42 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči otláčení v závitech:

$$k = \frac{p_D}{p} = \frac{10 \text{ MPa}}{2,42 \text{ MPa}} = 4,1 [-]$$

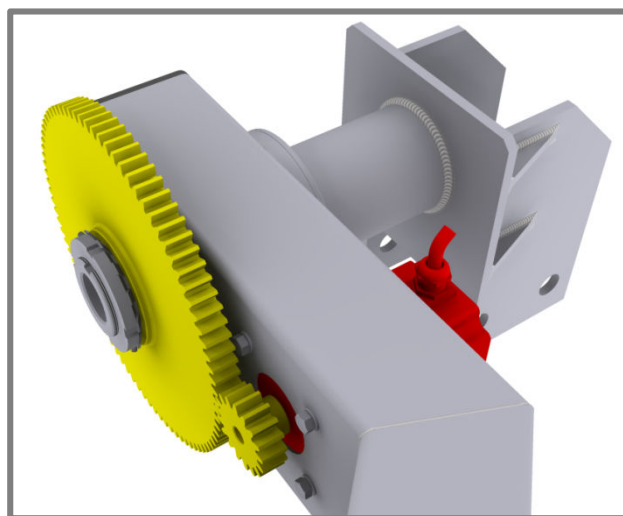
kde:

A_s	[mm ²]	- výpočtový průřez šroubu
A_d	[mm ²]	- plocha průřezu válcové části dříku šroubu bez závitu
B	[m]	- šířka matice
C	[N]	- tuhostní konstanta spoje
d	[mm]	- velký průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	- střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr závitu šroubu
d_o	[mm]	- střední průměr opěrných ploch
D_1	[mm]	- malý průměr závitu matice

E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu materiálu šroubu
f	[-]	- součinitel tření v závitech
F_i	[N]	- síla předpětí šroubového spoje
F	[N]	- provozní síla
ΔF_s	[N]	- část provozní síly přenášené šroubem
ΔF_p	[N]	- část provozní síly přenášené spojovaným materiálem
F_s	[N]	- výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
F_p	[N]	- výsledné silové zatížení spojovaných materiálů v provozním stavu
k	[-]	- bezpečnost vůči otlačení v závitech
k_0	[-]	- bezpečnost vůči zániku sevření
k_p	[N]	- tuhost spojovaných součástí
k_s	[N]	- tuhost šroubu
l_b	[mm]	- délka závitu šroubu nacházející se v sevření
l_g	[mm]	- délka válcové části dříku šroubu (hřídele) bez závitu
P_h	[mm]	- rozteč závitu
p	[MPa]	- tlak v závitech
p_D	[MPa]	- dovolený tlak v závitech

6.1.3. Návrh pohonu otáčení kamery

Celý převod je navržen pro maximální možné zatížení vyplývající s konstrukčního uspořádání hlavy a pro frekvenci otáčení ramen hlavy $n_2 = 20 \text{ min}^{-1}$. Návrh ozubeného převodu pro otáčení vertikální a horizontální osy hlavy byl použit jednotný výpočet zjednodušeného kontrolního pevnostního výpočet u čelního ozubeného soukolí podle normy ČSN 01 4686 (část 4). Součinitelé jsou stanoveny podle metody B (ISO) [1] na základě zjednodušujících předpokladů, které se mohou týkat např. materiálů a geometrie ozubených kol nebo provozních a záběrových podmínek. U čelního evolventního soukolí je volen materiál pastorku stejný jako u kola. Celý kontrolní výpočet dle normy ČSN 01 4686 viz příloha 3.



Obr. 6-1-3-1 Návrh pohonu otáčení kamery

Maximální kroutící moment

Potřebný kroutící moment pro otáčení os kamerové hlavy vychází z maximálního zatížení horizontálního a vertikálního ramene hlavy. Maximální kroutící moment horizontální osy nastává při nastavení největší možné délky ramene $l = 155 \text{ mm}$ zatíženého tíhou kamerové hlavy $F = 100 \text{ N}$. Maximální moment otáčení vertikální osy odpovídá momentu hybnosti hlavy pro moment setrvačnosti hlavy $I = 230590,628 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ (určeného z modelu v program Autodesk Inventor 2009) při maximálních otáčkách $n_2 = 20 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

- Moment pro pohon horizontálního ramene hlavy:

$$M_{k1} = Fl = 100 \text{ N} \cdot 0,155 \text{ m} = 15,500 \text{ [Nm]}$$

- Moment pro pohon vertikálního ramene hlavy:

$$M_{k2} = I\varepsilon = I \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t} = I \frac{2\pi[n_2(\text{max}) - n_2(0)]}{\Delta t} \text{ [Nm]}$$

$$M_{k2} = 0,231 \text{ kgm}^2 \frac{2\pi[(20/60) \text{ s}^{-1} - 0]}{0,1 \text{ s}} = 4,829 \text{ [Nm]}$$

kde:

F	[N]	- tíha kamery
l	[m]	- max. délka výškově nastavitelného horizontálně otočného ramene
I	[kg·m]	- moment setrvačnosti
M_{k1}	[Nm]	- kroutící moment horizontálního ramene hlavy
M_{k2}	[Nm]	- kroutící moment vertikálního ramene hlavy
Δt	[s]	- čas zrychlení
ε	[s ⁻²]	- úhlové zrychlení
ω_1	[s ⁻²]	- minimální úhlová rychlost
ω_2	[s ⁻²]	- maximální úhlová rychlost

Maximální potřebný kroutící moment $M_{k(\text{max})} = M_{k1} = 15,5 \text{ [Nm]}$

Návrhové vstupní parametry servomotorů

Pro snížení nutných vstupních parametrů servomotorů je využito převodu hnací síly pomocí ozubeného soukolí s převodovým poměrem $u_{1,2} = 5$. Pak minimální návrhové parametry servomotoru odpovídají hodnotám:

Minimální statický kroutící moment servomotoru:

$$M_{1(\text{min})} = \frac{M_{k1}}{u_{1,2}} = \frac{15,5 \text{ Nm}}{5} = 3,1 \text{ [Nm]}$$

Otáčky servomotoru:

$$n_1 = u_{1,2}n_2 = 5 \cdot 20 \text{ min}^{-1} = 100 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Servomotor

Otáčení obou os je přes ozubené soukolí poháněno vícepólovým servomotorem ECOSTEP® 23S63 / ECOVARIO®214 typ motoru 23S63-0650-805L7-52(200) [9] od firmy Jenaer Antriebstechnik GmbH [16], které pro ČR distribuuje firma RAVEO-motion. Charakteristika servomotoru viz obr. 6-1-3-2.

Tab. 6-1-3-1 Charakteristika servomotoru [9]

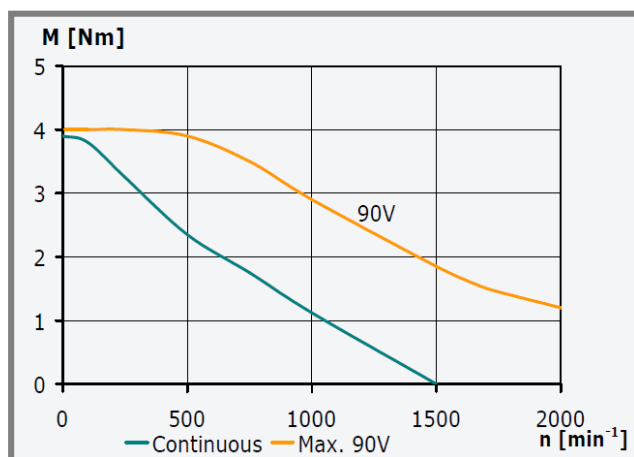
Stav	Kroučící moment [Nm]		Otáčky [min ⁻¹]
Statický	M_{1st}	4,00	0
Provozní (min)	$M'_{1(n=100)}$	3,50	100
Jmenovitý	$M'_{1(n=750)}$	1,80	500

Parametry servomotoru:

$M_{1st} = 4,00$ [Nm] - statický kroučící moment (při otáčkách $n_1 = 0$ [min⁻¹])

$M'_{1(100)} = 3,50$ [Nm] - kroučící moment při otáčkách $n_1 = 100$ [min⁻¹]

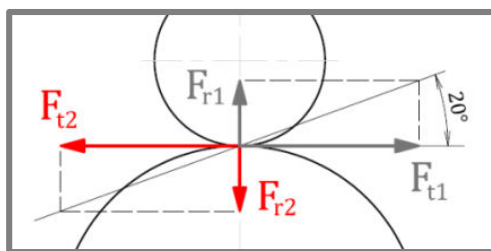
$M'_{1(500)} = 4,00$ [Nm] - kroučící moment při otáčkách $n_1 = 500$ [min⁻¹]



Obr. 6-1-3-2 Charakteristika servomotoru [9]

Silové poměry v ozubeném soukolí

Výpočet silových účinků v čelním soukolí s přímými zuby přenášející kroučící moment od servomotoru M_{k1} na záběrové přímce, které se přenáší na hřídele (obráz. 6-1-3-2).



Obr. 6-1-3-2 Silové poměry na ozubeném soukolí

Obvodová síla:

$$F_{t1} = \frac{2M_{kl}}{d_1} = \frac{2 \cdot 3063,95 \text{ Nmm}}{34 \text{ mm}} = 180,23 \text{ [N]}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 180,23 \text{ [N]}$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 180,23 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 65,60 \text{ [N]}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = 65,60 \text{ [N]}$$

kde:

d_1 [mm] - roztečná kružnice pastorku (příloha 1)

F_r [N] - radiální síla

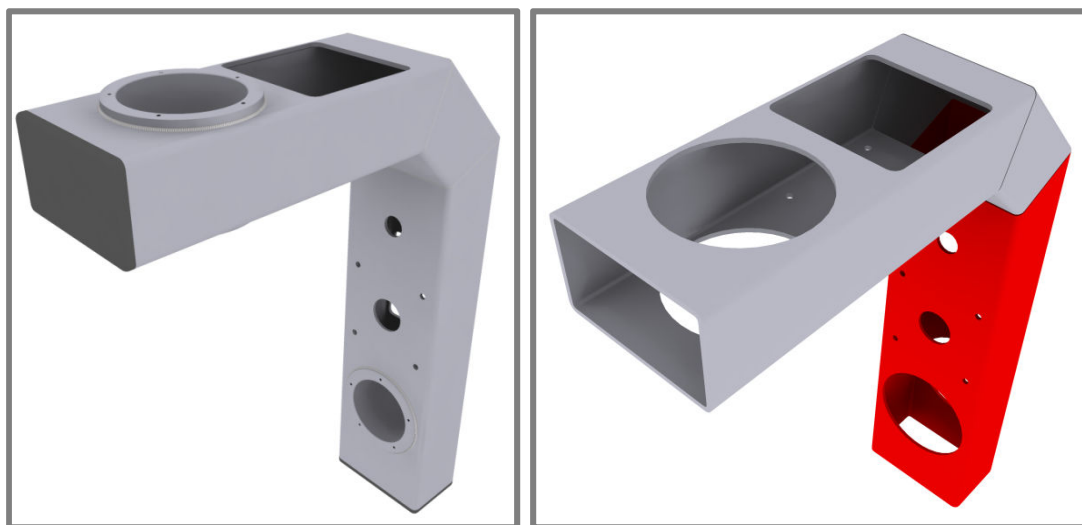
F_t [N] - obvodová síla

M_{kl} [Nmm] - krouticí moment

α [°] - úhel záběrové přímky

6.1.4. Deformační analýza rámu

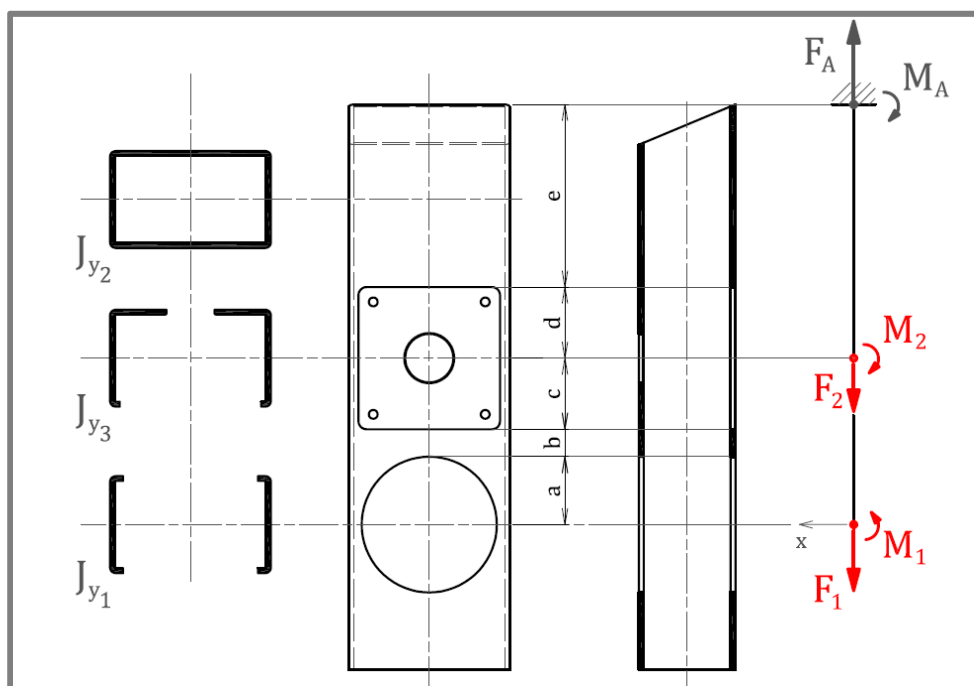
Rám hlavy je svařen ze tří ocelových profilů 100x60x3 materiálu 11 375 normy ČSN EN 10219-2 [14] a dvou ocelových pouzder, v nichž jsou uloženy ložiska (obr. 6-1-4-1). Profily jsou zatíženy tíhou kamery, horizontálně otočného ramena a od silových účinků (radiálních sil F_r) vznikajících při záběru ozubeného soukolí. Rám musí vykazovat dostatečnou tuhost, proto jsou všechny tři profily posuzovány na průhyb.



Obr. 6-1-4-1 Rám hlavy

Rám hlavy - profil 1

K profilu 1 je v jeho pouzdře uchyceno horizontálně otočné rameno hlavy a servomotor, který toto rameno pohání. Profil je zatížen od tíhy horizontálního ramene kamerové hlavy, od kamery a od působení radiální síly ozubeného převodu (F_{r2}) tahovou silou o velikosti $F_1 = 185$ N a ohybový momentem $M_1 = 30900$ Nmm. Od tíhy servomotoru je profil zatížen tahovou silou $F_2 = 55$ N a ohybovým momentem $M_2 = 9350$ Nmm. Průřez a průběh zatížení vetknutého nosníku se mění podle vzdálenosti na ose z, jehož rozměry jsou: $a = 40$ mm, $b = 20$ mm, $c = 45$ mm, $d = 45$ mm, $e = 135$ mm (obr. 6-1-4-2). Kvadratické momenty průřezu jsou vypočítány podle dle Steinerovy věty.



Obr. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 1) – zatížení

Průběh ohybového momentu – profil 1 (singulární funkce):

$$M_o(z) = M_1 \langle z \rangle^0 - M_2 \langle z - a - b - c \rangle^0 - M_A \langle z - a - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$

Průběh ohybového momentu v závislosti na J_y – profil 1 (singulární funkce):

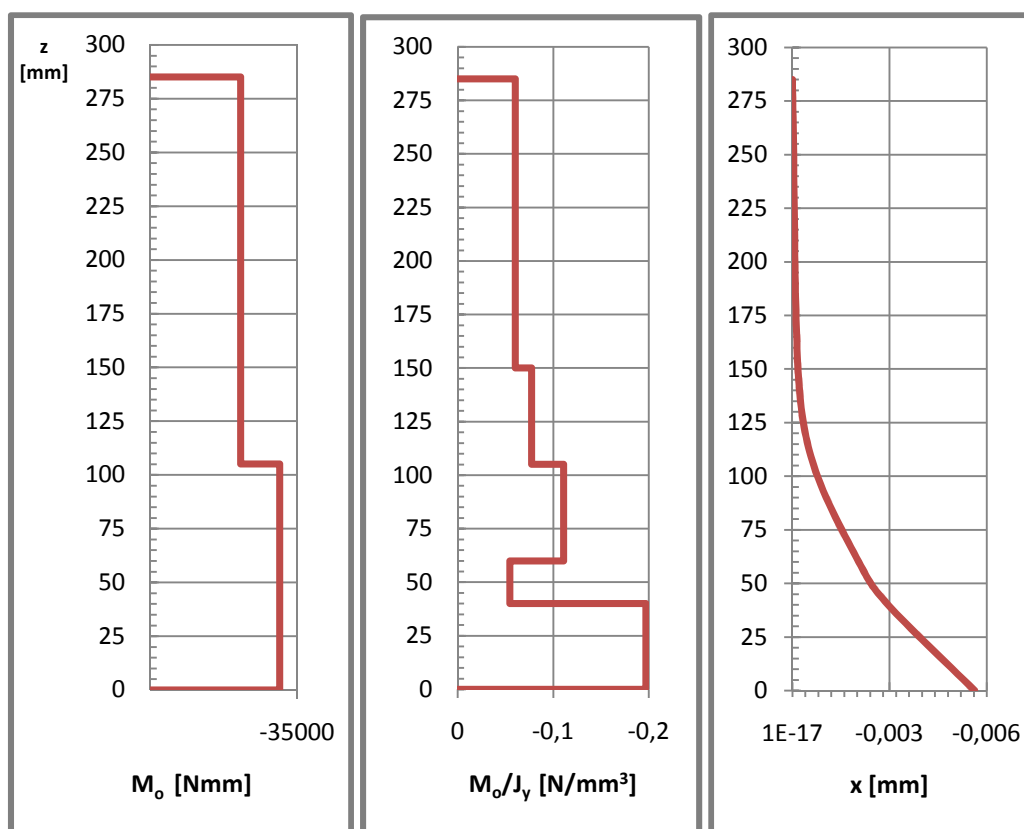
$$\begin{aligned} \frac{M_o(z)}{J_y} = & -\frac{M_1}{J_{y1}} \langle z \rangle^0 + M_1 \left(\frac{1}{J_{y1}} - \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a \rangle^0 + M_1 \left(\frac{1}{J_{y2}} - \frac{1}{J_{y3}} \right) \langle z - a - b \rangle^0 + \\ & M_1 \left(\frac{1}{J_{y3}} - \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a - b - c - d \rangle^0 + \frac{M_2}{J_{y3}} \langle z - a - b - c \rangle^0 + M_2 \left(\frac{1}{J_{y3}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a - b - c - d \rangle^0 + \frac{M_A}{J_{y2}} \langle z - a - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [N/mm}^3\text{]} \end{aligned}$$

Průběh ohybové křivky – profilu 1 (singulární funkce):

Jelikož $\frac{d^2x}{dz^2} = \frac{M_o(z)}{EI_y}$, postupnou integrací dostaneme průběh ohybové čáry profilu 1

$$x = \frac{1}{E} \left[-\frac{M_1}{2J_{y1}} z^2 + \frac{M_1}{2} \left(\frac{1}{J_{y1}} - \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a \rangle^2 + \frac{M_1}{2} \left(\frac{1}{J_{y2}} - \frac{1}{J_{y3}} \right) \langle z - a - b \rangle^2 + \right. \\ \left. \frac{M_1}{2} \left(\frac{1}{J_{y3}} - \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{M_2}{2J_{y3}} \langle z - a - b - c \rangle^2 + \frac{M_2}{2} \left(\frac{1}{J_{y3}} - \frac{1}{J_{y2}} \right) \langle z - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{M_A}{2J_{y2}} \langle z - a - b - c - d - e \rangle^2 + C_1 z + C_2 \right] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které jsou pro vetknutý nosník $dx/dz = 0$ a $x = 0$ pro $z = (a + b + c + d + e)$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_1 = 17,959 \text{ [MPa]}$ a $C_2 = -1181,692 \text{ [mm} \cdot \text{MPa]}$.



Graf. 6-1-4-1 Rám hlavy (profil 1) – ohybový moment, průhyb

Maximální průhyb – profil 1 (v nejvzdálenějším místě od vetknutí $z = 0 \text{ [mm]}$):

$$x_{(z=0)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{M_1}{2J_{y1}} z^2 + C_1 z + C_2 \right] = \frac{-1181,692 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -0,00563 \text{ [mm]}$$

kde:

C_1 [MPa] - integrační konstanta

C_2 [mMPa] - integrační konstanta

J_y [m⁴] - kvadratický moment průřezu k ose y

M_1 [Nm] - ohybový moment od tíhy kamery a horizontálního ramene hlavy

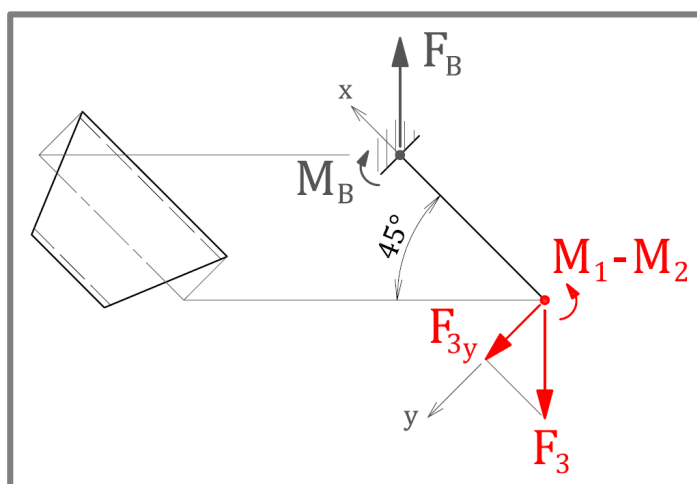
M_2 [Nm] - ohybový moment od tíhy servomotoru

x [m] - průhyb – vzdálenost v ose x (kolmá na osu profilu 1)

z [m] - vzdálenost v ose z (osa profilu 1)

Rám hlavy – profil 2

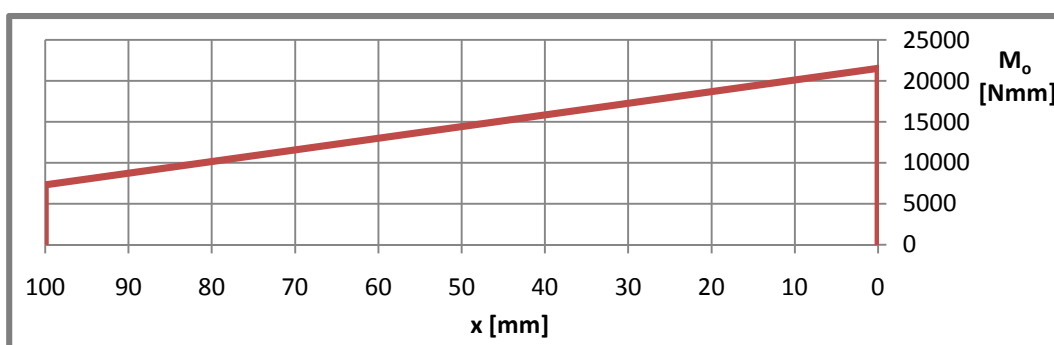
Profil 2 je natočen o 45° a je zatížen od ohybového momentu profilu 1 ($M_1 = 30900$ Nmm a $M_2 = 9350$ Nmm) a tíhy horizontálně otočného ramene a prvního profilu $F_3 = 271$ N. Průřez a průběh zatížení vetknutého nosníku je neměnný po celé délce profilu (obr. 6-1-4-2).



Obr. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 2) – zatížení

Průběh ohybového moment – profilu 2 (singulární funkce):

$$M_o(x) = M_A \langle x \rangle^0 - F_{3y} \langle x \rangle^1 - M_B \langle x - l \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



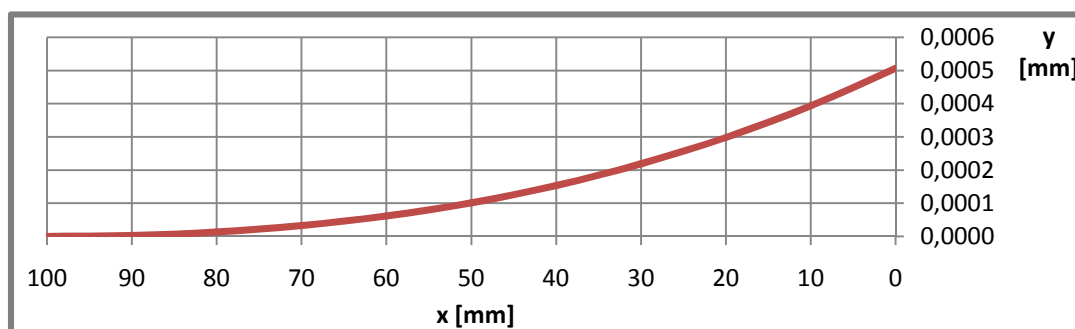
Graf. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 2) – ohybový moment

Průběh ohybové čáry profilu – profil 2 (singulární funkce):

jelikož $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_o(x)}{EJ_z}$, postupnou integrací získáme

$$y = \frac{1}{E} \left[\frac{M_A}{2J_z} (x)^2 - \frac{F_{3y}}{6J_z} (x)^3 - \frac{M_B}{2J_z} (x-l)^2 + C_1x + C_2 \right] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které jsou pro vetknutý nosník $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = l$, do těchto rovnic dostaneme integrační konstanty $C_1 = -2,546 \text{ MPa}$ a $C_2 = 106,377 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$.



Graf. 6-1-4-3 Rám hlavy (profil 2) – průhyb

Maximální průhyb – profil 2 (v nejvzdálenějším místě od vetknutí $x = 0 \text{ mm}$):

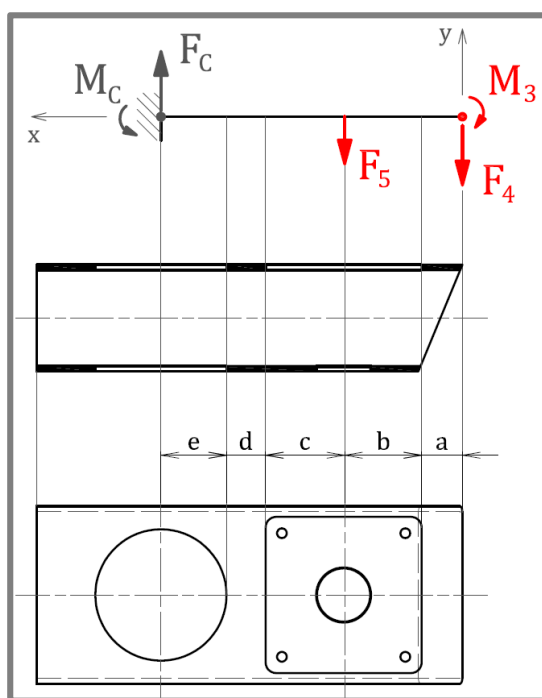
$$y_{(x=0)} = \frac{1}{E} \left[\frac{M_A}{2J_z} (x)^2 - \frac{F_{3y}}{6J_z} (x)^3 + C_1x + C_2 \right] = \frac{106,377 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = 0,0005 \text{ [mm]}$$

kde:

- y [m] - průhyb profilu 2
- C_1 [MPa] - integrační konstanta
- C_2 [mMPa] - integrační konstanta
- E [MPa] - Youngův modul pružnosti v tahu
- F_{3y} [N] - síla od tíhy profilu 1
- J_z [m⁴] - kvadratický moment průřezu k ose z
- M_o [Nm] - ohybový moment
- x [m] - vzdálenost na ose x

Rám hlavy – profil 3

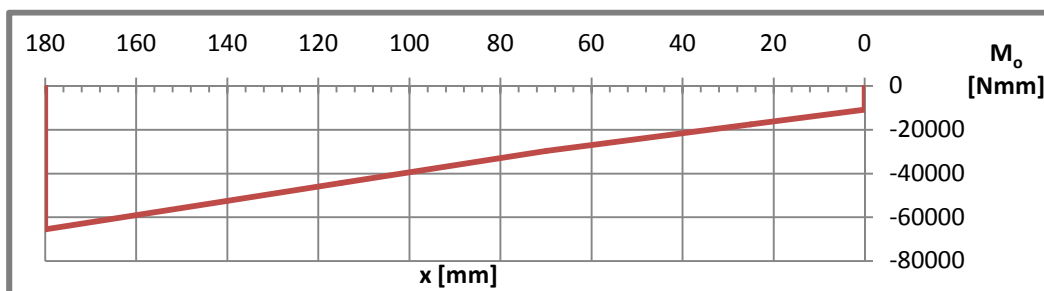
V pouzdře profilu 3 je celý rám uchycen na pevnou hřídel. K profilu 3 je připevněn servomotor, který pohání otáčení vertikální osy. Profil je zatížen od hmotnosti tohoto servomotoru silou $F_5 = 55 \text{ N}$ a momentem od celého rámu ($F_4 = 270 \text{ N}$ a $M_3 = 10,8 \text{ Nm}$). Průřez a průběh zatížení vetknutého nosníku se mění podle vzdálenosti na ose profilu (x), jehož rozměry jsou: $a = 25 \text{ mm}$, $b = 45 \text{ mm}$, $c = 45 \text{ mm}$, $d = 25 \text{ mm}$, $e = 40 \text{ mm}$ (obr. 6-1-4-3).



Obr. 6-1-4-3 Rám hlavy (profil 3) – zatížení

Průběh ohybového momentu – profilu 3 (singulární funkce):

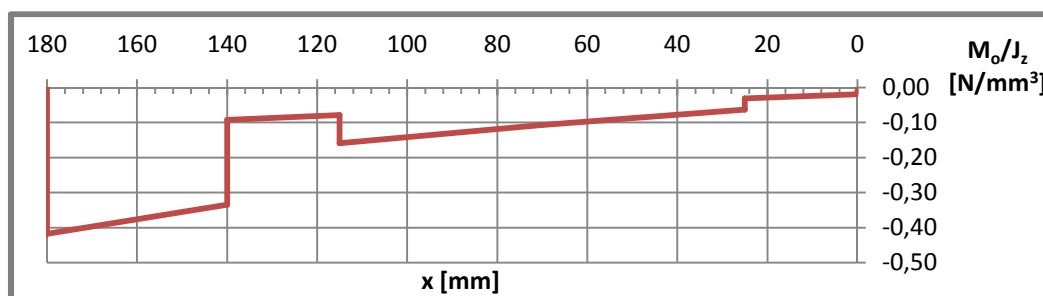
$$M_o(x) = -M_3 \langle x \rangle^0 - F_4 \langle x \rangle^1 - F_5 \langle x - a - b \rangle^1 + M_C \langle x - l \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-1-4-4 Rám hlavy (profil 3) – ohybový moment

Průběh ohybového momentu v závislosti na J_z – profil 3 (singulární funkce):

$$\begin{aligned} \frac{M_o(x)}{J_z} = & -\frac{M_3}{J_{z1}} \langle x \rangle^0 + M_3 \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^0 + M_3 \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 + \\ & M_3 \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 - \frac{F_4}{J_{z1}} \langle x \rangle^1 + \frac{F_4}{J_{z1}} \langle x - a \rangle^1 + F_4 a \left(\frac{1}{J_{z1}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^0 - \frac{F_4}{J_{z2}} \langle x - a \rangle^1 + \frac{F_4}{J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + F_4 (a + b + c) \left(\frac{1}{J_{z2}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 - \frac{F_4}{J_{z1}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + \frac{F_4}{J_{z1}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 + \\ & F_4 (a + b + c + d) \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 - \frac{F_4}{J_{z3}} \langle x - a - b - c - \right. \\ & \left. d \rangle^1 - \frac{F_5}{J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^1 + \frac{F_5}{J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + F_5 c \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - \right. \\ & \left. c \rangle^0 - \frac{F_5}{J_{z1}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + \frac{F_5}{J_{z1}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 + F_5 (c + d) \left(\frac{1}{J_{z1}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 - \frac{F_5}{J_{z3}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 + \frac{M_c}{J_{z3}} \langle x - a - b - c - \right. \\ & \left. d - e \rangle^0 \text{ [N/mm}^3\text{]} \end{aligned}$$



Graf. 6-1-4-5 Rám hlavy (profil 3) – ohybový moment v závislosti J_z

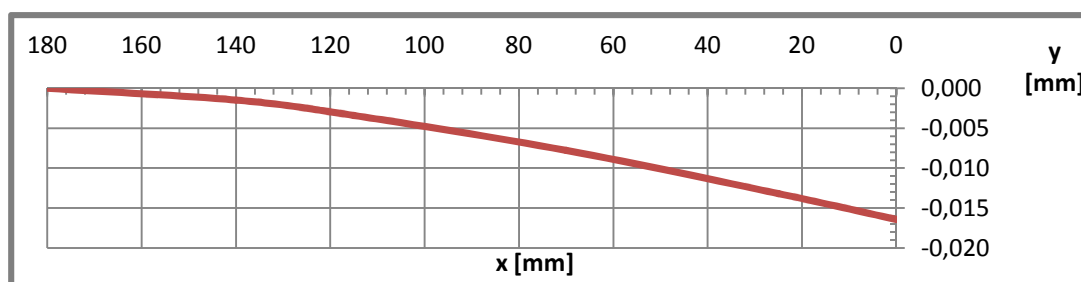
Průběh ohybové křivky – profil 3 (singulární funkce):

Jelikož $\frac{dz^2}{d^2x} = \frac{M_o(x)}{EJ_z}$, postupnou integrací dostaneme průběh

$$\begin{aligned} y = & \frac{1}{E} \left[-\frac{M_3}{2J_{z1}} \langle x \rangle^2 + \frac{M_3}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^2 + \frac{M_3}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 + \right. \\ & \frac{M_3}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \frac{F_4}{6J_{z1}} \langle x \rangle^3 + \frac{F_4}{6J_{z1}} \langle x - a \rangle^3 + \frac{F_4 a}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^2 - \frac{F_4}{6J_{z2}} \langle x - a \rangle^3 + \frac{F_4}{6J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_4 (a+b+c)}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \right. \\ & \left. \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 - \frac{F_4}{6J_{z1}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_4}{6J_{z1}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \\ & \frac{F_4 (a+b+c+d)}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \frac{F_4}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 - \\ & \left. \frac{F_5}{6J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^3 + \frac{F_5}{6J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_5 c}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z1}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 - \right. \\ & \left. \frac{F_5}{6J_{z1}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_5}{6J_{z1}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \frac{F_5 (c+d)}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \right. \\ & \left. \frac{F_5}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \frac{M_c}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c - d - e \rangle^3 \right] \end{aligned}$$

$$\frac{F_5}{6J_{z1}}(x-a-b-c)^3 + \frac{F_5}{6J_{z1}}(x-a-b-c-d)^3 + \frac{F_5(c+d)}{2}\left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z3}}\right)(x-a-b-c-d)^2 - \frac{F_5}{6J_{z3}}(x-a-b-c-d)^3 + \frac{M_c}{2J_{z3}}(x-a-b-c-d-e)^2 + C_1x + C_2 \quad [\text{mm}]$$

Dosazením do okrajových podmínek, které jsou pro vetknutý nosník $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = l$, do těchto rovnic dostaneme integrační konstanty $C_1 = 27,591 \text{ [MPa]}$ a $C_2 = -3449,037 \text{ [mm} \cdot \text{MPa]}$.



Graf. 6-1-4-6 Rám hlavy (profil 3) – průhyb

Maximální průhyb – profil 3 (v nejvzdálenějším místě od vetknutí $x = 0 \text{ mm}$):

$$y_{x \in (0,a)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{M_3}{2J_{z1}}(x)^2 - \frac{F_4}{6J_{z1}}(x)^3 + C_1x + C_2 \right] \quad [\text{mm}]$$

$$y_{(x=0)} = \frac{C_2}{E} = \frac{-3449,037 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -0,016 \quad [\text{mm}]$$

kde:

- y [m] - průhyb profilu 3
- C_1 [MPa] - integrační konstanta
- C_2 [mMPa] - integrační konstanta
- E [MPa] - Youngův modul pružnosti v tahu
- F_4 [N] - zatížení hlavy
- F_5 [N] - zatížení od tíhy servomotoru
- J_z [m⁴] - kvadratický moment průřezu (k ose z)
- M_3 [Nm] - ohybový moment
- x [m] - vzdálenost na ose x

Rám hlavy - tuhost

Dle analytických výpočtů (využívající diferenciální přístup řešení) je tuhost celého rámu dostatečná, jelikož deformace rámu jsou minimální a nepřevyšují hodnotu 0,02 mm. Maximální průhyb, který nastává u profilu 3, je $y = 0,016 \text{ mm}$.

6.1.5. Pevnostně deformační analýza hřídelí

Hřídele 1 i 2 je letmo uloženy. Jsou zatíženy od tíhy rámu kamerové hlavy a od silových účinků od ozubeného soukolí. Hřídele jsou vyrobeny z materiálu 11 600 dle normy ČSN EN 10060 s mezí pevností $R_m = 600$ [MPa].

Výpočet bezpečnosti

Hřídele jsou kontrolovány vůči meznímu stavu pružnosti a meznímu stavu únavového porušování zahrnující vliv vrubové citlivosti reálné součásti [1].

- Mez únavy vzorku v ohybu:

$$\sigma_{co} = 0,504R_m = 0,504 \cdot 600 \text{ MPa} = 302,4 \text{ [MPa]}$$

- Mez únavy vzorku v krutu:

$$\tau_c = 0,29R_m = 0,29 \cdot 600 \text{ MPa} = 174,0 \text{ [MPa]}$$

- Marinova rovnice (viz tab. 6-1-5-1):

$$\sigma'_c = k_a k_b k_{c\sigma} k_d k_e k_f \cdot \sigma_c = 0,828 \cdot 0,825 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 302,4 \text{ MPa} = 206,57 \text{ [MPa]}$$

$$\tau'_c = k_a k_b k_{c\tau} k_d k_e k_f \cdot \tau_c = 0,828 \cdot 0,825 \cdot 0,59 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 174,0 \text{ MPa} = 70,13 \text{ [MPa]}$$

Tab. 6-1-5-1 Korigovaná mez únavy podle Marinovy rovnice

Veličina	Značka	Jednotky	Hodnota
Mez pevnosti v tahu	R_m	[MPa]	600,00
Mez kluzu	R_e	[MPa]	300,00
Mez únavy vzorku v ohybu	σ_{co}	[MPa]	302,40
Mez únavy vzorku v krutu	τ_c	[MPa]	174,00
Součinitel vlivu jakosti povrchu	k_a	[—]	0,83
Součinitel vlivu velikosti tělesa	k_b	[—]	0,83
Součinitel způsobu zatěžování - ohyb	$k_{c\sigma}$	[—]	1,00
Součinitel způsobu zatěžování - krut	$k_{c\tau}$	[—]	0,59
Součinitel vlivu teploty	k_d	[—]	1,00
Součinitel spolehlivosti	k_e	[—]	1,00
Korigovaná mez únavy v ohybu	σ'_c	[MPa]	206,57
Korigovaná mez únavy v krutu	τ'_c	[MPa]	70,13

Součinitele vrubu β (Heywoodem modifikovaný Neuberův vztah):

Pro namáhání ohybem:
$$\beta_{\sigma} = \frac{\alpha_{\sigma}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma}-1)\sqrt{a}}{\alpha_{\sigma}\sqrt{r}}} [-]$$

Pro namáhání krutem:
$$\beta_{\tau} = \frac{\alpha_{\tau}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau}-1)\sqrt{a}}{\alpha_{\tau}\sqrt{r}}} [-]$$

kde:

β_{σ}	[-]	- součinitel vrubu pro ohyb
β_{τ}	[-]	- součinitel vrubu pro krut
α_{σ}	[-]	- součinitel tvaru pro ohyb
α_{τ}	[-]	- součinitel tvaru pro krut
r	[m]	- poloměr křivosti v kořeni vrubu
\sqrt{a}	[m ^{1/2}]	- Heywoodův parametr

Maximální napětí:

v krutu: $\tau_{\max} = \beta_{\tau} \tau_{\text{nom}}$ [MPa]

v ohybu: $\sigma_{o \max} = \beta_{\sigma} \sigma_{o \text{ nom}}$ [MPa]

kombinované: $\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{o \max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$ [MPa]

kde:

σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí (podmínka HMM)
$\sigma_{o \max}$	[MPa]	- maximální napětí
$\sigma_{o \text{ nom}}$	[MPa]	- nominální napětí v místě vrubu
τ_{\max}	[MPa]	- maximální napětí v krutu
τ_{nom}	[MPa]	- nominální napětí v krutu

$k_{\sigma} = \frac{\sigma'_c}{\sigma_a}$ - prostá bezpečnost v ohybu (vzhledem k MS únavového porušování)

$k_{\tau} = \frac{\tau'_c}{\tau_k}$ - prostá bezpečnost v krut (vzhledem k MS únavového porušování)

$k_C = \frac{k_{\sigma} k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}}$ - bezpečnost pro kombinované namáhání (MS únavového porušování)

$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}}$ - bezpečnost pro kombinované namáhání (HMM) (k MS pružnosti)

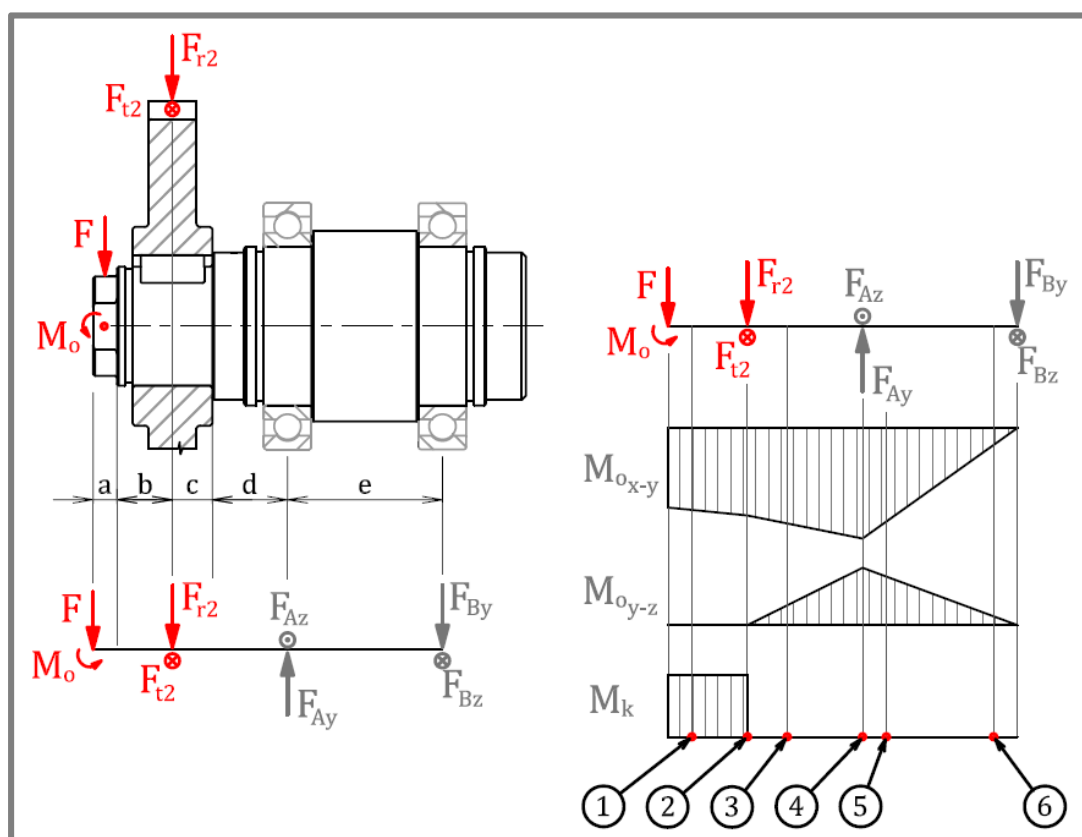
R_e [MPa] - mez kluzu

σ_a [MPa] - amplituda ohybového napětí

τ_k [MPa] - maximální napětí v krutu

Hřídel 1

Hřídel horizontálního ramene je uložena letmo mezi dvěma radiálními ložisky. Je zatížena od horizontálního ramene s kamerou silou $F = 150 \text{ N}$ a ohybovým momentem $M_o = 16 \text{ Nm}$ a silovými účinky ozubeného soukolí (radiální $F_{r2} = 65,6 \text{ N}$ a obvodovou silou $F_{t2} = 180,2 \text{ N}$). Kritická místa kontrolovaná vůči MS pružnosti a únavového porušování jsou vyznačena na (obr. 6-1-5-1).



Obr. 6-1-5-1 Pevnostní kontrola – hřídel 1

Reakce v ose y:

$$F_{Ay} = \frac{M_o + F(a+b+c+d+e) + F_{r2}(c+d+e)}{e}$$

$$F_{Ay} = \frac{20000 \text{ Nmm} + 100 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} + 65,60 \text{ N} \cdot 80 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 783,29 \text{ [N]}$$

$$F_{By} = F_{Ay} - F - F_{r2} = 783,29 \text{ N} - 100 \text{ N} - 65,60 \text{ N} = 617,69 \text{ [N]}$$

Reakce v ose z:

$$F_{Az} = F_{t2} \frac{(c+d+e)}{e} = 180,23 \text{ N} \frac{80 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 320,41 \text{ [N]}$$

$$F_{Bz} = F_{Az} - F_{t2} = 320,41 \text{ N} - 180,23 \text{ N} = 140,18 \text{ [N]}$$

Pevnostní analýza – hřídel 1

Navrhovaná hřídel 1 bezpečnostně vyhovuje vzhledem k MS únavového porušování i MS pružnosti. Minimální hodnota bezpečnost dosahuje hodnoty $k_c = 3$ a z hlediska konstrukčních požadavků celé hlavy jsou další místa vůči MS předimenzovány (viz tab. 6-1-5-2).

Tab. 6-1-5-2 Kontrola bezpečnosti hřídele 1

	W_o mm ³	W_k mm ³	$M_{(x-y)}$ Nmm	$M_{(y-z)}$ Nmm	M_o Nmm	M_k Nmm	σ_o nom MPa	σ_o max MPa	τ nom MPa	τ max MPa	σ_{red} MPa	k_c	k
1	673	1345	20000	0	20000	15500	29,7	56,5	11,5	18,5	64,9	3	5
2	673	1345	22000	0	22000	15500	32,7	55,4	11,5	18,1	63,6	3	5
3	2377	4755	23490	1622	23546	15500	9,9	19,8	3,3	5,7	22,1	8	14
4	6078	12156	27796	6308	28503	0	–	4,7	–	–	–	44	64
5	6078	12156	22545	5117	23119	0	3,8	7,8	–	–	–	27	39
6	6078	12156	5559	1262	5701	0	0,9	1,9	–	–	–	108	157

kde:

k_c [-] - bezpečnost vzhledem k MS únavového porušování

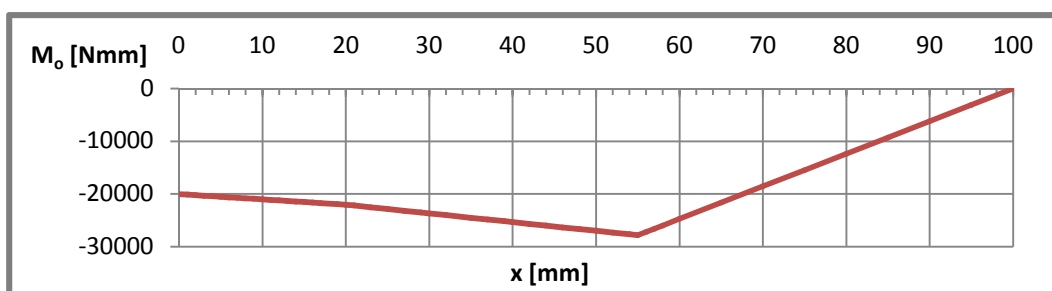
k [-] - bezpečnost vzhledem k MS pružnosti (dle podmínky HMM)

Deformační analýza – hřídel 1

Dle analytických výpočtů je tuhost horizontálního hřídele (a tedy i celého horizontálně otočného ramene) dostačující, neboť jeho maximální průhyb v nejvzdálenějším místě od podpory dosahuje zanedbatelných rozměrů. Maximální deformace $y_{max} = 0,003$ mm (graf. 6-1-5-3).

- Průběh ohybového momentu – hřídel 1 (singulární funkce):

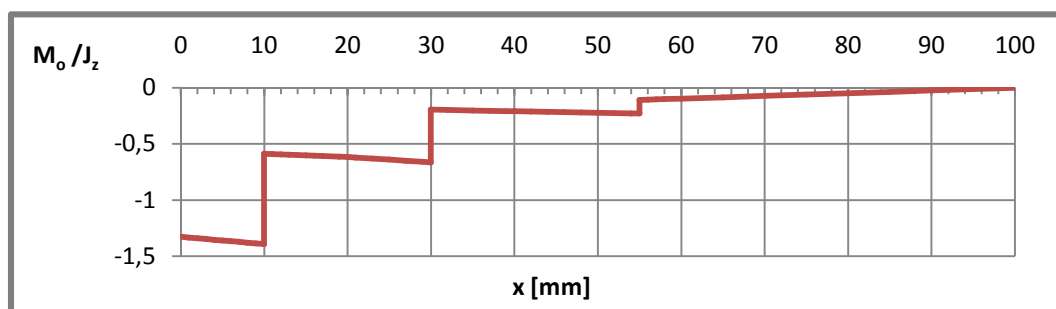
$$M_{o(x-y)}(x) = -M_o - F(x)^1 - F_{r2}\langle x - a - b \rangle^1 + F_{Ay}\langle x - a - b - c - d \rangle^1 - F_{By}\langle x - l \rangle^1 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-1-5-1 Hřídel 1 – ohybový moment

- Průběh ohybového momentu v závislosti na J_z – hřídel 1 (singulární funkce):

$$E \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_o(x-y)(x)}{J_z} = -\frac{M_o}{J_{z1}} + M_o \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x-a \rangle^0 + M_o \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^0 + M_o \left(\frac{1}{J_{z3}} - \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^0 - \frac{F}{J_{z1}} \langle x \rangle^1 + Fa \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x-a \rangle^0 + \frac{F}{J_{z1}} \langle x-a \rangle^1 - \frac{F}{J_{z2}} \langle x-a \rangle^1 + F(a+b+c) \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^0 + \frac{F}{J_{z2}} \langle x-a-b-c \rangle^1 - \frac{F}{J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^1 + F(a+b+c+d) \left(\frac{1}{J_{z3}} - \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^0 + \frac{F}{J_{z3}} \langle x-a-b-c-d \rangle^1 - \frac{F}{J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^1 - \frac{F_{r2}}{J_{z2}} \langle x-a-b \rangle^1 + F_{r2}c \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^0 + \frac{F_{r2}}{J_{z2}} \langle x-a-b-c \rangle^1 - \frac{F_{r2}}{J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^1 + F_{r2}(c+d) \left(\frac{1}{J_{z3}} + \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^0 + \frac{F_{r2}}{J_{z3}} \langle x-a-b-c-d \rangle^1 - \frac{F_{r2}}{J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^1 + \frac{F_{Ay}}{J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^1 \left[\frac{N}{mm^3} \right]$$



Graf. 6-1-5-2 Hřídel 1 – ohybový moment v závislosti na J_z

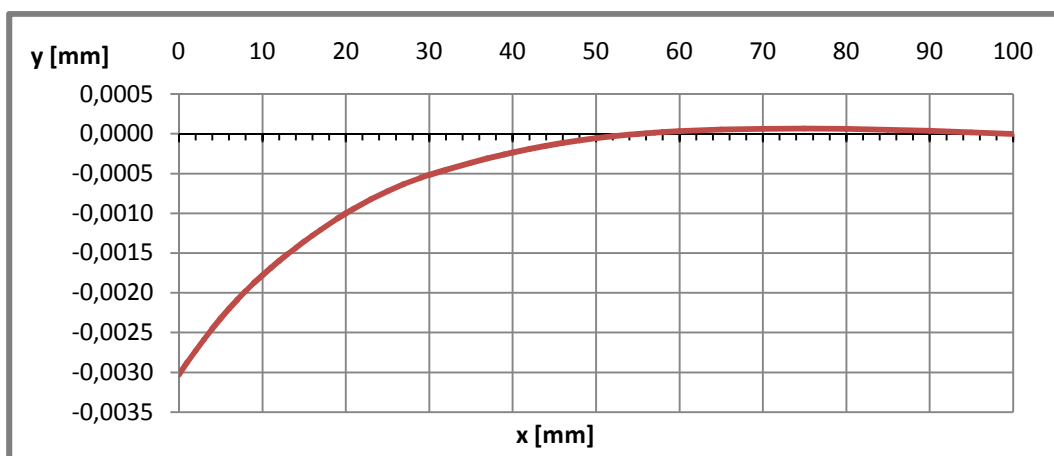
- Průběh ohybové křivky – hřídel 1 (singulární funkce):

postupnou integráci $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_o(x)}{EI_z}$ dostaneme

$$y = \frac{1}{E} \left[-\frac{M_0}{2J_{z1}} x^2 + \frac{M_0}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^2 + \frac{M_0}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 + \right. \\ \left. \frac{M_0}{2} \left(\frac{1}{J_{z3}} - \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \frac{F}{6J_{z1}} \langle x \rangle^3 + \frac{Fa}{2} \left(\frac{1}{J_{z1}} - \frac{1}{J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^2 + \right. \\ \left. \frac{F}{6J_{z1}} \langle x - a \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z2}} \langle x - a \rangle^3 + \frac{F(a+b+c)}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 + \right. \\ \left. \frac{F}{6J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F(a+b+c+d)}{2} \left(\frac{1}{J_{z3}} - \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x - a - \right. \\ \left. b - c - d \rangle^2 + \frac{F}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 - \right. \\ \left. \frac{Fr_2}{6J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^3 + \frac{Fr_2c}{2} \left(\frac{1}{J_{z2}} - \frac{1}{J_{z3}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 + \frac{Fr_2}{6J_{z2}} \langle x - a - b - c \rangle^3 - \right.$$

$$\frac{F_{R2}}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_{R2}(c+d)}{2} \left(\frac{1}{J_{z3}} - \frac{1}{J_{z4}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{F_{R2}}{6J_{z3}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 - \frac{F_{R2}}{6J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \frac{F_{Ay}}{6J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + C_1(x) + C_2 \Big] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které jsou pro letmo uložený nosník $y = 0$ pro $x = (a + b + c + d)$ a $x = (a + b + c + d + e)$, do těchto rovnic dostaneme integrační konstanty $C_1 = 32,945 \text{ [MPa]}$ a $C_2 = -635,673 \text{ [mm} \cdot \text{MPa]}$.



Graf. 6-1-5-3 Hřídel 1 – průhyb

- Maximální průhyb – hřídel 1 (v místě $x = 0 \text{ [mm]}$):

$$y_{\max (x=0)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{M_o}{2J_{z1}} (x)^2 - \frac{F}{6J_{z1}} (x)^3 + C_1(x) + C_2 \right]$$

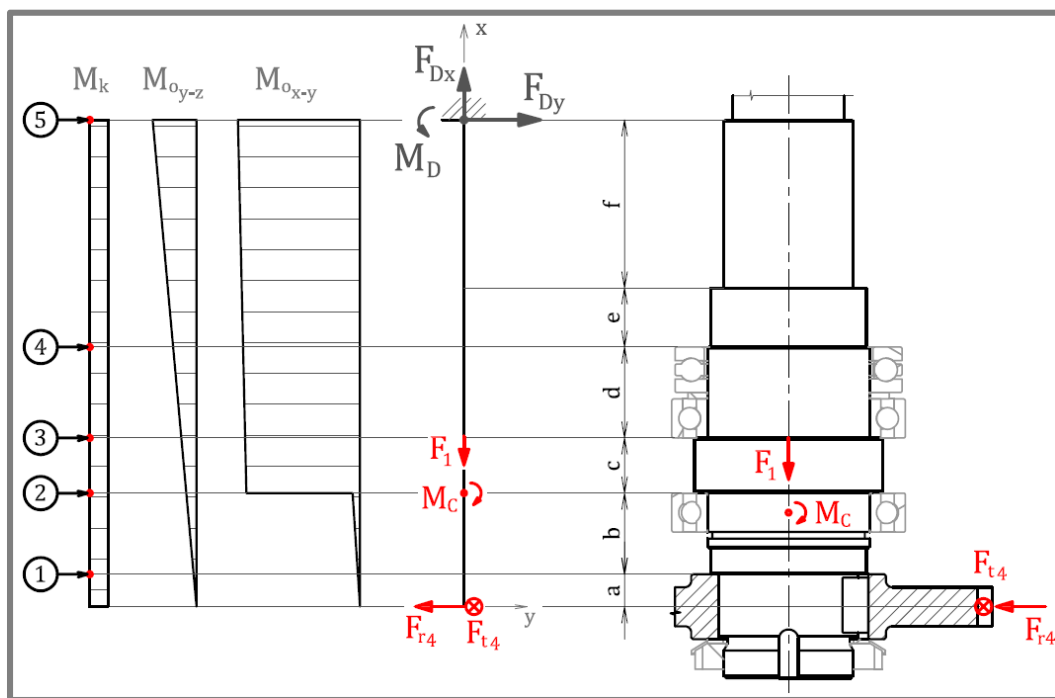
$$y_{\max (x=0)} = \frac{C_2}{E} = \frac{-635,673 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -0,0030 \text{ [mm]}$$

kde:

y_{\max}	[mm]	- průhyb hřídele
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu
F	[N]	- síla
J_z	[mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu v ose z
C_1	[MPa]	- integrační konstanta
C_2	[mMPa]	- integrační konstanta
M_o	[Nmm]	- ohybový moment
x	[mm]	- vzdálenost na ose x

Hřídel 2

Pevná hřídel vertikálního ramene je uchycena letmo k závěsu hlavy. Je zatížena od celé tíhy hlavy s kamerou silou $F = 250 \text{ N}$ a ohybovým momentem $M_c = 65,5 \text{ Nm}$ a silovými účinky ozubeného soukolí. Vzdálenosti na ose x , ve kterých se mění geometrické parametry a průběh zatěžování, jsou $a = 10 \text{ mm}$, $b = 25 \text{ mm}$, $c = 20 \text{ mm}$, $d = 15 \text{ mm}$, $e = 15 \text{ mm}$ a $f = 70 \text{ mm}$. Kritická místa kontrolována vůči MS pružnosti a únavového porušování jsou vyznačena na (obr. 6-1-5-2).



Obr. 6-1-5-2 Pevnostní kontrola – hřídel 2

Pevnostní analýza – hřídel 2

Navrhovaná pevný hřídel 2 bezpečnostně vyhovuje vzhledem k MS únavového porušování i MS pružnosti. Minimální hodnota bezpečnost dosahuje hodnoty $k_c = 8$ (viz tab. 6-1-5-3).

Tab. 6-1-5-3 Kontrola bezpečnosti hřídele 2

	W_o mm^3	W_o mm^3	$M_{o(xy)}$ Nmm	$M_{o(yz)}$ Nmm	M_o Nmm	M_k Nmm	$\sigma_o \text{ nom}$ MPa	$\sigma_o \text{ max}$ MPa	$\tau \text{ nom}$ MPa	$\tau \text{ max}$ MPa	$\sigma \text{ red}$ MPa	k_c	k
1	6914	13827	656	500	825	4000	0,12	0,24	0,29	0,43	0,78	161	386
2	11505	23010	67746	1750	67769	4000	5,89	10,69	0,17	0,23	10,7	19	28
3	11505	23010	69058	2750	69113	4000	6,01	10,90	0,17	0,23	10,9	19	27
4	10058	20117	71026	4250	71153	4000	7,07	13,66	0,20	0,28	13,7	15	22
5	5324	10649	75618	7750	76014	4000	14,28	24,78	0,38	0,65	24,8	8	12

kde:

- k_C [-] - bezpečnost vzhledem k MS únavového porušování
 k [-] - bezpečnost vzhledem k MS pružnosti (dle podmínky HMH)

Deformační analýza – hřídel 2

Dle analytických výpočtů je tuhost vertikální pevné hřídele (a tedy i celého rámu hlavy) dostačující, neboť maximální průhyb hřídele 2 v nejvzdálenějším místě od závěsu hlavy činí $y_{\max} = 0,015$ mm (graf. 6-1-5-4).

- Průběh ohybového momentu – hřídele 2 (singulární funkce):

$$M_o(x) = -F_{r4}\langle x \rangle^1 - M_C\langle x - a - b \rangle^0 + M_D\langle a - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$

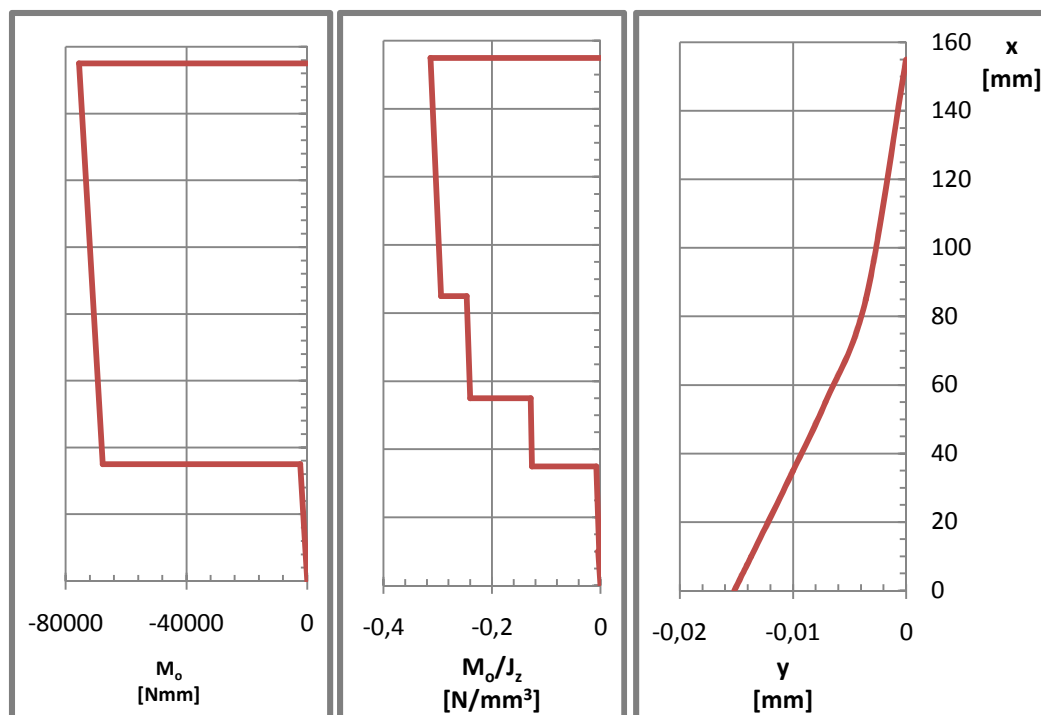
- Průběh ohybového momentu v závislosti na J_z – hřídele 2 (singulární funkce):

$$\begin{aligned} \frac{M_o(x)}{J_z} = & -\frac{F_{r4}}{J_{z1}}\langle x \rangle^1 + \frac{F_{r4}}{J_{z1}}\langle x - a \rangle^1 + F_{r4}a\left(\frac{J_2-J_1}{J_1J_2}\right)\langle x - a \rangle^0 - \frac{F_{r4}}{J_{z2}}\langle x - a \rangle^1 + \\ & \frac{F_{r4}}{J_{z2}}\langle x - a - b \rangle^1 + F_{r4}(a+b)\left(\frac{J_3-J_2}{J_2J_3}\right)\langle x - a - b \rangle^0 - \frac{F_{r4}}{J_{z3}}\langle x - a - b \rangle^1 + \\ & \frac{F_{r4}}{J_{z3}}\langle x - a - b - c \rangle^1 + F_{r4}(a+b+c)\left(\frac{J_2-J_3}{J_3J_2}\right)\langle x - a - b - c \rangle^0 - \\ & \frac{F_{r4}}{J_{z2}}\langle x - a - b - c \rangle^1 + \frac{F_{r4}}{J_{z2}}\langle x - a - b - c - d \rangle^1 + F_{r4}(a+b+c+ \\ & d)\left(\frac{J_4-J_2}{J_2J_4}\right)\langle x - a - b - c - d \rangle^0 - \frac{F_{r4}}{J_{z4}}\langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{M_C}{J_{z3}}\langle x - a - \\ & b \rangle^0 + M_C\left(\frac{J_2-J_3}{J_3J_2}\right)\langle x - a - b - c \rangle^0 + M_C\left(\frac{J_4-J_2}{J_2J_4}\right)\langle x - a - b - c - d \rangle^0 + \\ & \frac{M_D}{J_{z4}}\langle x - l \rangle^0 \text{ [N/mm}^3\text{]} \end{aligned}$$

- Průběh ohybové křivky – hřídele 2 (singulární funkce):

$$\begin{aligned} y(x) = & \frac{1}{E} \left[-\frac{F_{r4}}{6J_{z1}}\langle x \rangle^3 + \frac{F_{r4}}{6J_{z1}}\langle x - a \rangle^3 + \frac{F_{r4}a}{2}\left(\frac{J_2-J_1}{J_1J_2}\right)\langle x - a \rangle^2 - \frac{F_{r4}}{6J_{z2}}\langle x - a \rangle^3 + \right. \\ & \frac{F_{r4}}{6J_{z2}}\langle x - a - b \rangle^3 + \frac{F_{r4}(a+b)}{2}\left(\frac{J_3-J_2}{J_2J_3}\right)\langle x - a - b \rangle^2 - \frac{F_{r4}}{6J_{z3}}\langle x - a - b \rangle^3 + \\ & \frac{F_{r4}}{6J_{z3}}\langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_{r4}(a+b+c)}{2}\left(\frac{J_2-J_3}{J_3J_2}\right)\langle x - a - b - c \rangle^2 - \frac{F_{r4}}{6J_{z2}}\langle x - a - b - \\ & c \rangle^3 + \frac{F_{r4}}{6J_{z2}}\langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \frac{F_{r4}(a+b+c+d+e)}{2}\left(\frac{J_4-J_2}{J_2J_4}\right)\langle x - a - b - c - \\ & d \rangle^2 - \frac{F_{r4}}{6J_{z4}}\langle x - a - b - c - d \rangle^3 - \frac{M_C}{2J_{z3}}\langle x - a - b \rangle^2 + \frac{M_C}{2}\left(\frac{J_2-J_3}{J_3J_2}\right)\langle x - a - b - \\ & c \rangle^2 + \frac{M_C}{2}\left(\frac{J_4-J_2}{J_2J_4}\right)\langle x - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{M_D}{2J_{z4}}\langle x - l \rangle^2 + C_1(x) + C_2 \left. \right] \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Dosažením do okrajových podmínek, které jsou pro vetknutý nosník $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = l$, do těchto rovnic dostaneme integrační konstanty $C_1 = 31,268[\text{MPa}]$ a $C_2 = -3189,244 [\text{mm} \cdot \text{MPa}]$.



Graf. 6-1-5-4 Hřídel 2 – ohybový moment, průhyb

- Maximální průhyb – hřídel 2 (v nejvzdálenějším místě od vetknutí $x = 0$ mm):

$$y_{(x=0)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_{r4}}{6J_{z1}} (x)^3 + C_1 x + C_2 \right] = \frac{-3189.244 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -0,0152 [\text{mm}]$$

kde:

y	[m]	- průhyb hřídele
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu
F_{r4}	[N]	- zatížení – radiální síla ozubeného převodu
J_z	[m ⁴]	- kvadratický moment průřezu (k ose z)
C_1	[MPa]	- integrační konstanta
C_2	[mMPa]	- integrační konstanta
M_C	[Nm]	- ohybový moment od tíhy rámu hlavy
x	[m]	- vzdálenost na ose x

6.1.6. Návrh ložisek

Ložiska navrhována pro trvanlivost $L = 30000$ h, což odpovídá zhruba dennímu 8,5 hodinovému provozu po dobu 10 let.

- Radiální ložiska horizontálního hřídele

Ložisko pracuje při frekvenci otáčení $n_2 = 20 \text{ min}^{-1}$ a zatížení $F_A = 846,3 \text{ [N]}$.

Základní dynamická únosnost:

$$C_{10} = F_A \left(\frac{L n_2 60}{L_{10}} \right)^{1/a} = 846,3 \text{ N} \left(\frac{30000 \text{ h} \cdot 20 \text{ min}^{-1} \cdot 60}{10^6} \right)^{1/3} = 2794,4 \text{ [N]}$$

Voleno ložisko SKF 61908 se statická únosnost ložiska je $C_0 = 10 \text{ kN}$ [10].

- Radiální ložiska vertikálního hřídele

Ložiska pracují při frekvenci otáčení $n_2 = 20 \text{ min}^{-1}$ a zatížení od momentu kamerové hlavy $M_c = 65,5 \text{ Nm}$ vytvářející sílu v ložisku $F_B = 1091,7 \text{ N}$.

Základní dynamická únosnost:

$$C_{10} = F_B \left(\frac{L n_2 60}{L_{10}} \right)^{1/a} = 1091,7 \text{ N} \left(\frac{30000 \text{ h} \cdot 20 \text{ min}^{-1} \cdot 60}{10^6} \right)^{1/3} = 3604,61 \text{ [N]}$$

Voleno ložisko SKF 61910 se statická únosnost ložiska je $C_0 = 11,8 \text{ kN}$ [10].

- Axiální ložisko vertikálního hřídele

Ložisko pracuje při frekvenci otáčení $n_2 = 20 \text{ min}^{-1}$ a zatížení od tíhy celé kamerové hlavy $F_C = 400 \text{ N}$. Z hlediska konstrukce pevné hřídele je voleno axiální kuličkové ložisko s vnitřním průměrem $d = 50 \text{ mm}$ SKF 51110 s dynamickou únosností $C = 27 \text{ kN}$ [10].

Základní dynamická únosnost:

$$C_{10} = F_C \left(\frac{L n_2 60}{L_{10}} \right)^{1/a} = 400 \text{ N} \left(\frac{30000 \text{ h} \cdot 20 \text{ min}^{-1} \cdot 60}{10^6} \right)^{1/3} = 1320,77 \text{ [N]}$$

$$C_{10} < C$$

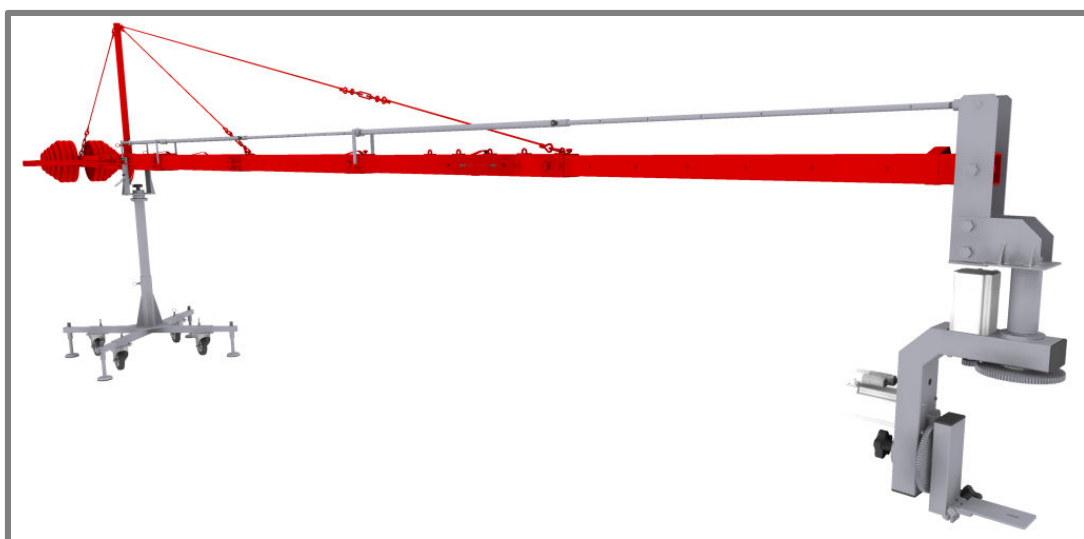
kde:

C_{10}	[N]	- základní dynamická únosnost
C_0	[N]	- základní statická únosnost ložiska
a	[-]	- exponent funkce základní trvanlivosti ložiska $\log L = f(\log F)$
F_A	[N]	- radiální zatížení ložiska horizontálního ramene
F_B	[N]	- radiální zatížení ložiska vertikálního ramene

F_C	[N]	- axiální zatížení ložiska vertikálního ramene
L	[h]	- požadovaná základní trvanlivost
L_{10}	[-]	- základní výpočtová trvanlivost ložiska
n_2	[min ⁻¹]	- požadovaná frekvence otáčení

6.2. Rameno jeřábu

Akční šesti-metrová délka ramene je tvořena pěti čtvercovými hliníkovými profily o délce 1500 mm. Hliníkové profily jsou velikostně odstupňovány, aby se daly do sebe navzájem jednoduše zasouvat (tab. 6-2-2). Všechny profily jsou vyrobeny ze slitiny hliníku AlCu4PbMg dle normy ČSN 424254 EN AW 2030. Mechanické vlastnosti viz tab. 6-2-1. Pro zajištění dokonalé tuhosti ramene (minimálního průhybu) ve vertikálním i horizontálním směru jsou profily propojeny kotevními lany. Kamerová hlava je propojena přes rameno se stojanem pomocí teleskopického vedení (obr. 6-2-1).



Obr. 6-2-1 Rameno jeřábu

Tab. 6-2-1 Materiál ramene – mechanické vlastnosti [13]

Mez pevnosti	R_m	370 [MPa]
Mez kluzu	$R_{p0,2}$	250 [MPa]
Modul pružnosti	E	$0,69 \cdot 10^5$ [MPa]

Kvadratický moment průřezu:

$$J_z = \frac{1}{12} [bh^3 - (b - 2t)(h - 2t)^3] \text{ [mm}^4\text{]}$$

kde:

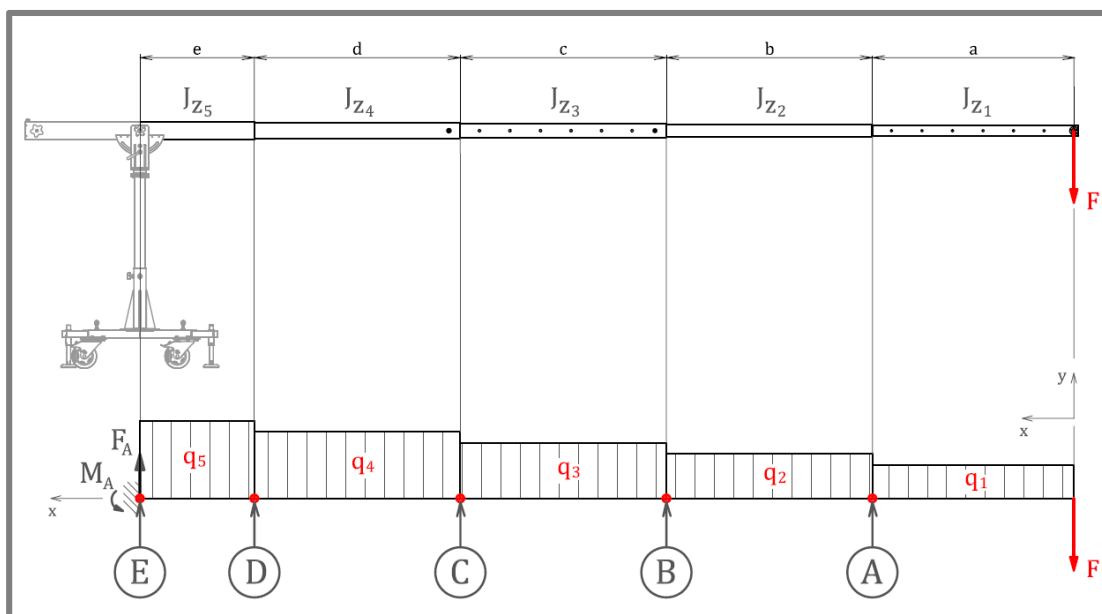
 J_z [mm⁴] - kvadratický moment průřezu (k ose z) b [mm] - šířka profilu h [mm] - výška profilu t [mm] - tloušťka stěny profilu

Tab. 6-2-2 Profily ramene

	Rozměr [mm]	Délka [mm]		Liniové zatížení q [N·mm ⁻¹] [13]	Kvadratický moment J_z [mm ⁴]	Průřezový modul W_o [mm ³]
1	70x70x4	a	1320	0,029	769472,0	21984,9
2	80x80x4	b	1350	0,033	1173845,3	29346,1
3	90x90x4	c	1350	0,037	1699818,7	37773,7
4	100x100x4	d	1350	0,042	2363392,0	47267,8
5	120x120x5	e	750	0,050	5079166,7	84652,8
6	100x100x4	f	850	0,042	2363392,0	47267,8

6.2.1. Namáhání ramene

Rameno představuje vetknutý nosník s proměnným průřezem, který je namáhán tíhou kamerové hlavy $F = 450$ [N] a liniovým zatížením jednotlivých profilů q_i (tab. 6.2.2.). Kontrolovaná místa nosníku jsou v místech přechodu z jednoho profilu na druhý (místa A – E) (obr. 6-2-1-1).



Obr. 6-2-1-1 Rameno – zatížení

Reakce ve vetknutí

Síla ve vetknutí:

$$F_A = F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d + q_5 e \text{ [N]}$$

$$F_A = 450 + (0,029 + 0,033 + 0,037 + 0,042)1350 + 0,050 \cdot 750 = 677,387 \text{ [N]}$$

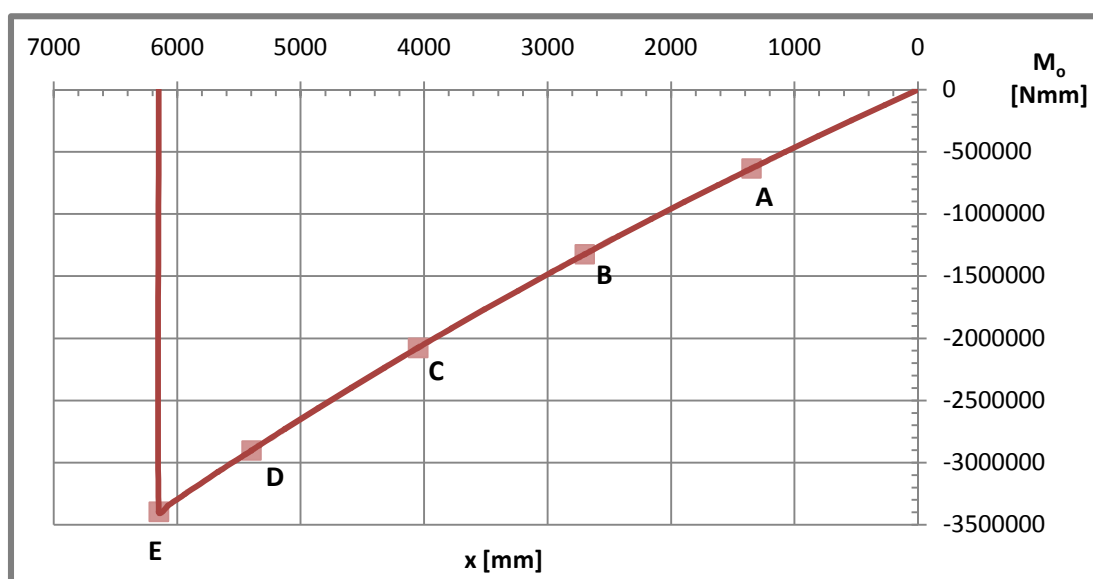
Moment ve vetknutí:

$$M_A = F(a + b + c + d + e) + q_1 a \left(\frac{a}{2} + b + c + d + e \right) + q_2 b \left(\frac{b}{2} + c + d + e \right) + q_3 c \left(\frac{c}{2} + d + e \right) + q_4 d \left(\frac{d}{2} + e \right) + \frac{q_5 e^2}{2}$$

$$M_A = 450 \text{ N} \cdot 6150 \text{ mm} + 0,029 \text{ N/mm} \cdot 1350 \text{ mm} \cdot 5475 \text{ mm} + 0,033 \text{ N/mm} \cdot 1350 \text{ mm} \cdot 4125 \text{ mm} + 0,037 \text{ N/mm} \cdot 1350 \text{ mm} \cdot 2775 \text{ mm} + 0,042 \text{ N/mm} \cdot 1350 \text{ mm} \cdot 1425 \text{ mm} + 0,050 \text{ N/mm} \cdot \frac{(750 \text{ mm})^2}{2} = 3.396.485,1 \text{ [Nmm]}$$

- Průběh ohybového momentu – rameno (singulární funkce):

$$M_o(x) = -F\langle x \rangle^1 - \frac{q_1}{2}\langle x \rangle^2 + \frac{q_1}{2}\langle x - a \rangle^2 - \frac{q_2}{2}\langle x - a \rangle^2 + \frac{q_2}{2}\langle x - a - b \rangle^2 - \frac{q_3}{2}\langle x - a - b \rangle^2 + \frac{q_3}{2}\langle x - a - b - c \rangle^2 - \frac{q_4}{2}\langle x - a - b - c \rangle^2 + \frac{q_4}{2}\langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \frac{q_5}{2}\langle x - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{q_5}{2}\langle x - a - b - c - d - e \rangle^2 + M_A\langle x - a - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-2-1 Rameno – ohybový moment

Napětí v jednotlivých místech A – E:

$$\sigma_{oA} = \frac{|M_o(a)|}{W_{o1}} = \frac{633579,975 \text{ N}\cdot\text{mm}}{21984,9 \text{ mm}^3} = 28,819 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oB} = \frac{|M_o(a+b)|}{W_{o2}} = \frac{1323265,6 \text{ N}\cdot\text{mm}}{29346,1 \text{ mm}^3} = 45,092 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oC} = \frac{|M_o(a+b+c)|}{W_{o3}} = \frac{2076957,5 \text{ N}\cdot\text{mm}}{37773,7 \text{ mm}^3} = 54,984 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oD} = \frac{|M_o(a+b+c+d)|}{W_{o4}} = \frac{2902565,1 \text{ N}\cdot\text{mm}}{47267,8 \text{ mm}^3} = 61,407 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oE} = \frac{|M_o(a+b+c+d+e)|}{W_{o5}} = \frac{3396458,1 \text{ N}\cdot\text{mm}}{84652,8 \text{ mm}^3} = 40,122 \text{ [MPa]}$$

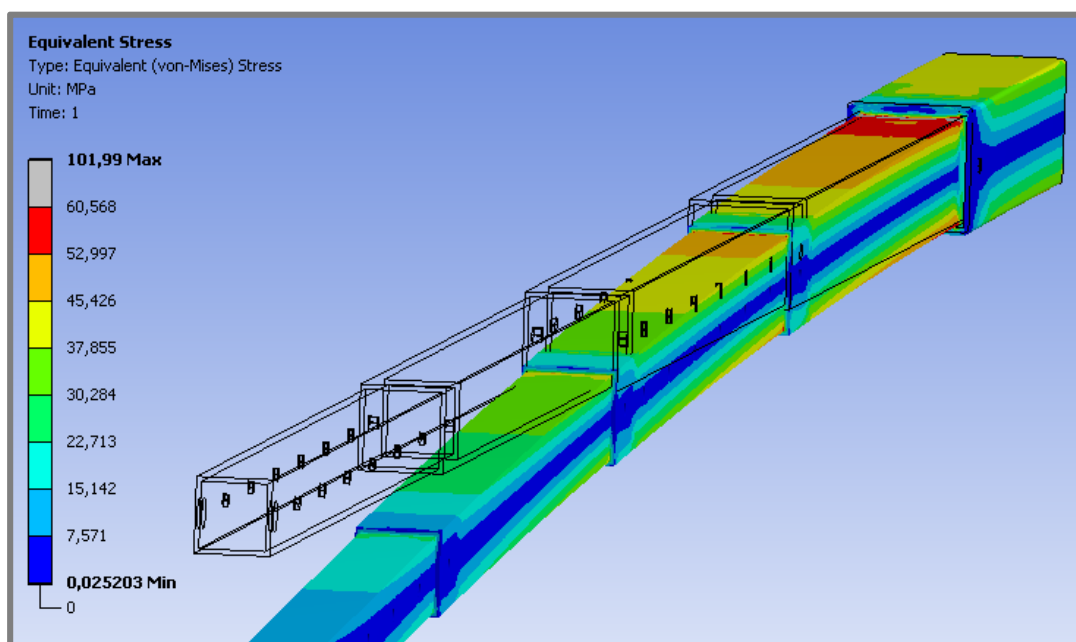
$$\sigma_{o(\max)} = \sigma_{oD} = 61,407 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o(\max)}} = \frac{250 \text{ [MPa]}}{61,407 \text{ [MPa]}} = 4,1 \text{ [-]}$$

Průběh napětí v programu ANSYS Workbench

Kontrolní výpočet napětí v programu Ansys potvrdil předchozí analytický výpočet. Pro velkou náročnost na tvorbu sítě konečných prvků takto rozměrného modelu byla zvolena velikost prvku sítě 5 [mm], což v přechodu profilů způsobilo ohromná napěťová maxima (o velikosti přibližně 102 [MPa]). Po ořezání těchto napěťových špiček, dostáváme shodný průběh napětí (obr. 6-2-1-3). Maximální napětí o velikosti 60,5 [MPa] vzniká dle předpokladu v místě D.



Obr. 6-2-1-3 Rameno – průběh napětí (ANSYS Workbench)

Namáhání krutem

Rameno je namáháno kroutícím momentem od excentrického uložení kamerové hlavy o maximální velikosti $M_k = 43\,400 \text{ Nmm}$, které vytváří zanedbatelné napětí v krutu o velikosti 1,17 MPa.

6.2.2. Průhyb ramene

Rameno jeřábu je ve vertikálním směru zatěžováno tíhou kamerové hlavy $F = 450 \text{ N}$ a liniovým zatížením profilů ramene q_i (tab. 6-2-2). V horizontálním směru je rameno zatěžováno při otáčení kolem osy stojanu silou větru $F_{1\omega}$ a setrvačnou silou od kamerové hlavy $F_z = 100 \text{ [N]}$ (při maximální délce ramene 6150 mm).

Výpočet síly větru dle normy ČSN 27 0103 [7]

Zatížení větrem:

$$F_{1\omega} = \omega_1 \xi_\omega A \text{ [N]}$$

$$F_{1\omega} = 250 \text{ Pa} \cdot 1,6 \cdot 0,459 \text{ m}^2 = 183,6 \text{ [N]}$$

kde:

$F_{1\omega}$ [N] - zatížení větrem

ω_1 [Pa] - tlak větru

ξ_ω [-] - tvarový součinitel

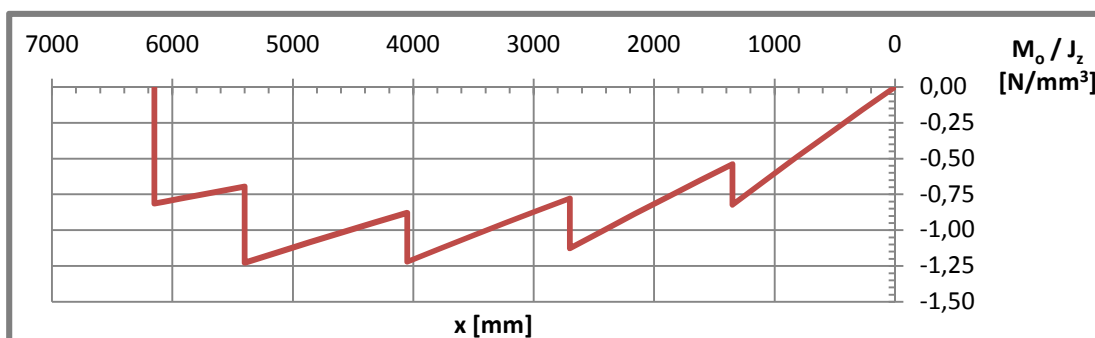
A [m^2] - průmět čisté plochy prvků jeřábu

Výpočet pro vertikální směr (rovina x – y):

- Průběh ohybového momentu v rovině x-y v závislosti na kvadratickém momentu průřezu (singulární funkce):

$$\begin{aligned} \frac{M_o(x)}{J_z} = & \frac{F}{J_{z1}} \langle x \rangle^1 + Fa \left(\frac{J_{z2} - J_{z1}}{J_1 J_2} \right) \langle x - a \rangle^0 + \frac{F}{J_{z1}} \langle x - a \rangle^1 - \frac{F}{J_{z2}} \langle x - a \rangle^1 + F(a + b) \cdot \\ & \left(\frac{J_{z3} - J_{z2}}{J_{z2} J_{z3}} \right) \langle x - a - b \rangle^0 + \frac{F}{J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^1 - \frac{F}{J_{z3}} \langle x - a - b \rangle^1 + F(a + b + c) \cdot \\ & \left(\frac{J_{z4} - J_{z3}}{J_{z3} J_{z4}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 + \frac{F}{J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^1 - \frac{F}{J_{z4}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + \\ & F(a + b + c + d) \left(\frac{J_{z5} - J_{z4}}{J_{z4} J_{z5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 + \frac{F}{J_{z4}} \langle x - a - b - c - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& d)^1 - \frac{F}{J_{z5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_1}{2J_{z1}} \langle x \rangle^2 + \frac{q_1}{2J_{z1}} \langle x - a \rangle^2 + \frac{q_1 a^2}{2} \left(\frac{J_{z2} - J_{z1}}{J_{z1} J_{z2}} \right) \cdot \\
& \langle x - a \rangle^0 + \frac{q_1 a}{J_{z1}} \langle x - a \rangle^1 - \frac{q_1 a}{J_{z2}} \langle x - a \rangle^1 + q_1 a \left(\frac{a}{2} + b \right) \left(\frac{J_{z3} - J_{z2}}{J_{z2} J_{z3}} \right) \cdot \langle x - a - \\
& b \rangle^0 + \frac{q_1 a}{J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^1 - \frac{q_1 a}{J_{z3}} \langle x - a - b \rangle^1 + q_1 a \left(\frac{a}{2} + b + c \right) \left(\frac{J_{z4} - J_{z3}}{J_{z3} J_{z4}} \right) \langle x - \\
& a - b - c \rangle^0 + \frac{q_1 a}{J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^1 - \frac{q_1 a}{J_{z4}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + q_1 a \left(\frac{a}{2} + b + \\
& c + d \right) \left(\frac{J_{z5} - J_{z4}}{J_{z4} J_{z5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 + \frac{q_1 a}{J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \\
& \frac{q_1 a}{J_{z5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_2}{2J_{z2}} \langle x - a \rangle^2 + \frac{q_2}{2J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^2 + \\
& \frac{q_2 b^2}{2} \left(\frac{J_{z3} - J_{z2}}{J_{z2} J_{z3}} \right) \langle x - a - b \rangle^0 + \frac{q_2 b}{J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^1 - \frac{q_2 b}{J_{z3}} \langle x - a - b \rangle^1 + \\
& q_2 b \left(\frac{b}{2} + c \right) \left(\frac{J_{z4} - J_{z3}}{J_{z3} J_{z4}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 + \frac{q_2 b}{J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^1 - \\
& \frac{q_2 b}{J_{z4}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + q_2 b \left(\frac{b}{2} + c + d \right) \left(\frac{J_{z5} - J_{z4}}{J_{z4} J_{z5}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 + \\
& \frac{q_2 b}{J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_2 b}{J_{z5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_3}{2J_{z3}} \langle x - a - b \rangle^2 + \\
& \frac{q_3}{2J_{z3}} \langle x - a - b - c \rangle^2 + \frac{q_3 c^2}{2} \left(\frac{J_{z4} - J_{z3}}{J_{z3} J_{z4}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 + \frac{q_3 c}{J_{z3}} \langle x - a - b - \\
& c \rangle^1 - \frac{q_3 c}{J_{z4}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + q_3 c \left(\frac{c}{2} + d \right) \left(\frac{J_{z5} - J_{z4}}{J_{z4} J_{z5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 + \\
& \frac{q_3 c}{J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_3 c}{J_{z5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_4}{2J_{z4}} \langle x - a - b - \\
& c \rangle^2 + \frac{q_4}{2J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^2 + \frac{q_4 d^2}{2} \left(\frac{J_{z5} - J_{z4}}{J_{z4} J_{z5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 + \\
& \frac{q_4 d}{J_{z4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_4 d}{J_{z5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 - \frac{q_5}{2J_{z5}} \langle x - a - b - c - \\
& d \rangle^2 + M_A \langle x - a - b - c - d \rangle^0
\end{aligned}$$



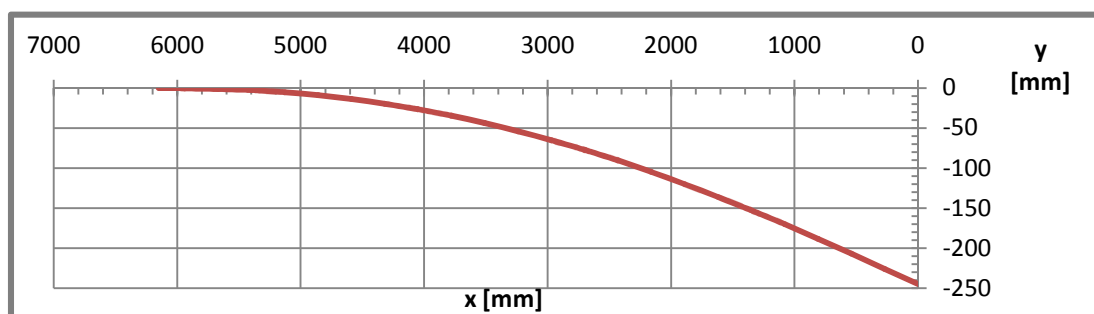
Graf. 6-2-2-1 Rameno – ohybový moment (x - y) v závislosti na J_y

Jelikož $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_o(x)}{EJ_z}$, dostaneme postupnou integrací průběh ohybové křivky ramene (singulární funkce):

$$\begin{aligned}
y(x) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z1}} \langle x \rangle^3 + \frac{F}{2} a \left(\frac{J_{z2} - J_{z1}}{J_{z1} J_{z2}} \right) \langle x - a \rangle^2 + \frac{F}{6J_{z1}} \langle x - a \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z2}} \langle x - a \rangle^3 + \right. \\
\left. \frac{F}{2} (a + b) \left(\frac{J_{z3} - J_{z2}}{J_{z2} J_{z3}} \right) \langle x - a - b \rangle^2 + \frac{F}{6J_{z2}} \langle x - a - b \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z3}} \langle x - a - b \rangle^3 + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{F}{2}(a+b+c) \left(\frac{J_{z4}-J_{z3}}{J_{z3}J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^2 + \frac{F}{6J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c \rangle^3 + \frac{F}{2}(a+b+c+d) \left(\frac{J_{z5}-J_{z4}}{J_{z4}J_{z5}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + \frac{F}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{F}{6J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_1}{24J_{z1}} \langle x \rangle^4 + \frac{q_1}{24J_{z1}} \langle x-a \rangle^4 + \\
& \frac{q_1 a^2}{4} \left(\frac{J_{z2}-J_{z1}}{J_{z1}J_{z2}} \right) \langle x-a \rangle^2 + \frac{q_1 a}{6J_{z1}} \langle x-a \rangle^3 - \frac{q_1 a}{6J_{z2}} \langle x-a \rangle^3 + \frac{q_1 a}{2} \left(\frac{a}{2} + b \right) \left(\frac{J_{z3}-J_{z2}}{J_{z2}J_{z3}} \right) \langle x-a-b \rangle^2 + \frac{q_1 a}{6J_{z2}} \langle x-a-b \rangle^3 - \frac{q_1 a}{6J_{z3}} \langle x-a-b \rangle^3 + \frac{q_1 a}{2} \left(\frac{a}{2} + b + c \right) \left(\frac{J_{z4}-J_{z3}}{J_{z3}J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^2 + \frac{q_1 a}{6J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^3 - \frac{q_1 a}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c \rangle^3 + \frac{q_1 a}{2} \left(\frac{a}{2} + b + c + d \right) \left(\frac{J_{z5}-J_{z4}}{J_{z4}J_{z5}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + \frac{q_1 a}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_1 a}{6J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_2}{24J_{z2}} \langle x-a \rangle^4 + \frac{q_2}{24J_{z2}} \langle x-a-b \rangle^4 + \frac{q_2 b^2}{4} \left(\frac{J_{z3}-J_{z2}}{J_{z2}J_{z3}} \right) \langle x-a-b \rangle^2 + \frac{q_2 b}{6J_{z2}} \langle x-a-b \rangle^3 - \frac{q_2 b}{6J_{z3}} \langle x-a-b \rangle^3 + \frac{q_2 b}{2} \left(\frac{b}{2} + c \right) \left(\frac{J_{z4}-J_{z3}}{J_{z3}J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^2 + \frac{q_2 b}{6J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^3 - \frac{q_2 b}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c \rangle^3 + \frac{q_2 b}{2} \left(\frac{b}{2} + c + d \right) \left(\frac{J_{z5}-J_{z4}}{J_{z4}J_{z5}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + \frac{q_2 b}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_2 b}{6J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_3}{24J_{z3}} \langle x-a-b \rangle^4 + \frac{q_3}{24J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^4 + \frac{q_3 c^2}{4} \left(\frac{J_{z4}-J_{z3}}{J_{z3}J_{z4}} \right) \langle x-a-b-c \rangle^2 + \frac{q_3 c}{6J_{z3}} \langle x-a-b-c \rangle^3 - \frac{q_3 c}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c \rangle^3 + \frac{q_3 c}{2} \left(\frac{c}{2} + d \right) \left(\frac{J_{z5}-J_{z4}}{J_{z4}J_{z5}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + \frac{q_3 c}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_3 c}{6J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_4}{24J_{z4}} \langle x-a-b-c \rangle^4 + \frac{q_4}{24J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^4 + \frac{q_4 d^2}{4} \left(\frac{J_{z5}-J_{z4}}{J_{z4}J_{z5}} \right) \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + \frac{q_4 d}{6J_{z4}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_4 d}{6J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^3 - \frac{q_5}{24J_{z5}} \langle x-a-b-c-d \rangle^4 + \frac{M_A}{2} \langle x-a-b-c-d \rangle^2 + C_1 x + C_2 \Big]
\end{aligned}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = (a + b + c + d + e)$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_1 = 4896,684$ [MPa] a $C_2 = -16904569,283$ [mm · MPa] a získáme průběh ohybové křivky ramene (graf. 6-2-2-2).



Graf. 6-2-2-2 Rameno – vertikální průhyb

- Maximální průhyb ramene ve vertikálním směru:
(v nejvzdálenějším místě od vetknutí $x = 0$ mm)

$$y_{\max}(x = 0) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z1}} \langle x \rangle^3 - \frac{q_1}{24J_{z1}} \langle x \rangle^4 + C_1 x + C_2 \right]$$

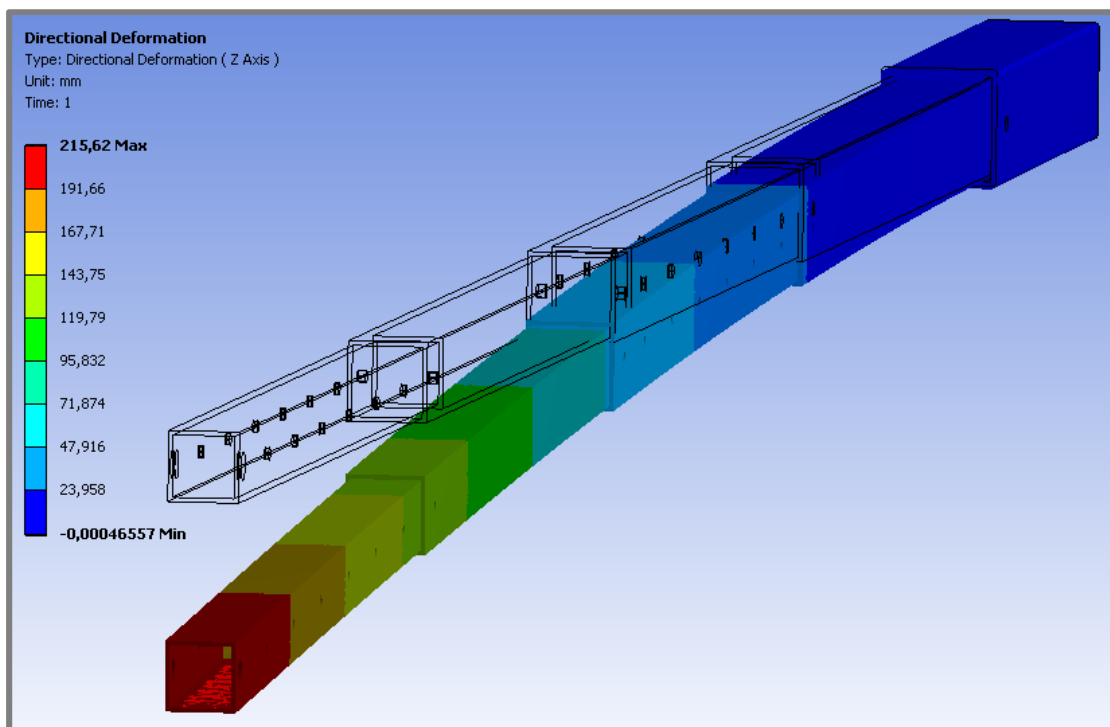
$$y_{\max}(x = 0) = -\frac{C_2}{E} = -\frac{16904569,283 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -245,0 \text{ [mm]}$$

kde:

y	[mm]	- průhyb hřídele
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
F	[N]	- zatížení od tíhy kamerové hlavy
J_z	[mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu (k ose z)
q	[N·mm ⁻¹]	- liniové zatížení
C_1	[MPa]	- integrační konstanta
C_2	[m·MPa]	- integrační konstanta
x	[mm]	- vzdálenost na ose x

Výpočet průhybu v programu ANSYS Workbench

Kontrolní výpočet modelu ramene v programu Ansys přibližně potvrdil velké deformace dle předchozích analytických výpočtů. Maximální průhyb ramene v nejvzdálenějším místě od vetknutí $y_{(\max)} = 215,62$ [mm] (obr. 6-2-2-1).

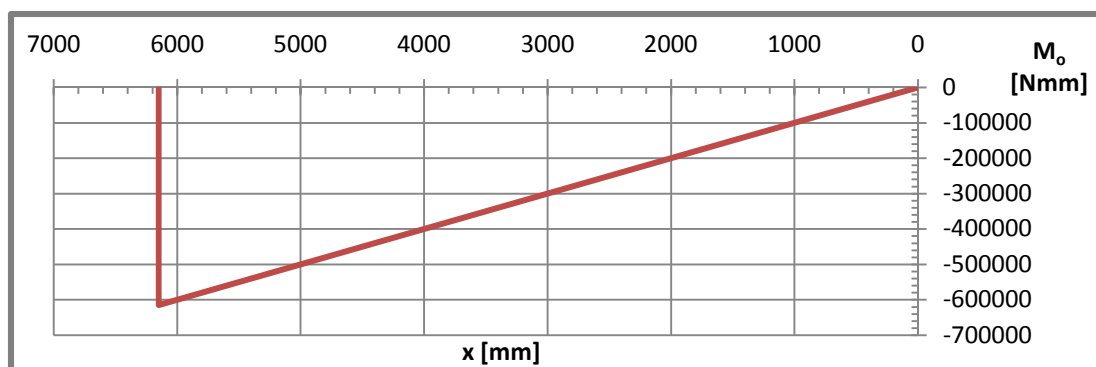


Obr. 6-2-2-1 Rameno – deformace ve vertikálním směru (ANSYS Workbench)

Výpočet pro horizontální (boční) směr (rovina x – z):

- Průběh ohybového momentu v horizontálním směru (rovina x-z):

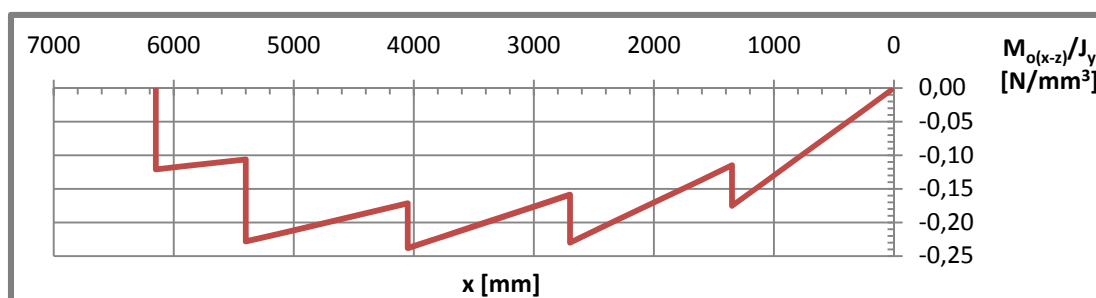
$$M_o(x) = -F_z \langle x \rangle^1 + M_{A(x-z)} \langle x - a - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-2-3 Rameno – ohybový moment v horizontálním směru (x-z)

- Průběh ohybového momentu (x-z) v závislosti na kvadratickém momentu: (singulární funkce)

$$\begin{aligned} \frac{M_{o(x-z)}(x)}{J_y} = & -\frac{F_z}{J_{y1}} \langle x \rangle^1 + \frac{F_z}{J_{y1}} \langle x - a \rangle^1 + F_z a \left(\frac{J_{y2} - J_{y1}}{J_{y1} J_{y2}} \right) \langle x - a \rangle^0 - \frac{F_z}{J_{y2}} \langle x - a \rangle^1 + \\ & \frac{F_z}{J_{y2}} \langle x - a - b \rangle^1 + F_z (a + b) \left(\frac{J_{y3} - J_{y2}}{J_{y2} J_{y3}} \right) \langle x - a - b \rangle^0 - \frac{F_z}{J_{y3}} \langle x - a - b \rangle^1 + \\ & \frac{F_z}{J_{y3}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + F_z (a + b + c) \left(\frac{J_{y4} - J_{y3}}{J_{y3} J_{y4}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^0 - \\ & \frac{F_z}{J_{y4}} \langle x - a - b - c \rangle^1 + \frac{F_z}{J_{y4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 + F(a + b + c + \\ & d) \left(\frac{J_{y5} - J_{y4}}{J_{y4} J_{y5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^0 - \frac{F_z}{J_{y5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^1 + \frac{M_{A(x-z)}}{J_{y5}} \langle x - \\ & a - b - c - d - e \rangle^0 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right] \end{aligned}$$



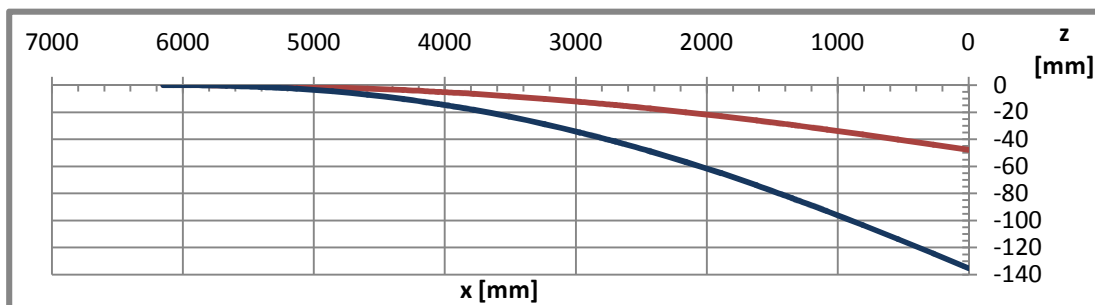
Graf. 6-2-2-3 Rameno – ohybový moment v horizontálním směru (x-z) na J_y

- Průběh bočního ohybu ramene v rovině $x - z$ (singulární funkce):

postupnou integrací $\frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{M_o(x)}{EJ_y}$, dostaneme

$$z_1(x) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + \frac{F_z}{6J_{y1}} \langle x - a \rangle^3 + \frac{F_z a}{2} \left(\frac{J_{y2} - J_{y1}}{J_{y1} J_{y2}} \right) \langle x - a \rangle^2 - \frac{F_z}{6J_{y2}} \langle x - a \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{F_z}{6J_{y2}} \langle x - a - b \rangle^3 + \frac{F_z(a+b)}{2} \left(\frac{J_{y3} - J_{y2}}{J_{y2} J_{y3}} \right) \langle x - a - b \rangle^2 - \frac{F_z}{6J_{y3}} \langle x - a - b \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{F_z}{6J_{y3}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \frac{F_z(a+b+c)}{2} \left(\frac{J_{y4} - J_{y3}}{J_{y3} J_{y4}} \right) \langle x - a - b - c \rangle^2 - \frac{F_z}{6J_{y4}} \langle x - a - b - c \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{F_z}{6J_{y4}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \frac{F(a+b+c+d)}{2} \left(\frac{J_{y5} - J_{y4}}{J_{y4} J_{y5}} \right) \langle x - a - b - c - d \rangle^2 - \frac{F_z}{6J_{y5}} \langle x - a - b - c - d \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{M_{A(x-z)}}{2J_{y5}} \langle x - a - b - c - d - e \rangle^2 + C_3 x + C_4 \right] \quad [\text{mm}]$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = (a + b + c + d + e)$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_3 = 974,530 \text{ MPa}$ a $C_4 = -3289454,633 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$ (a při současném zatížení silou větru $C_5 = 2763,767 \text{ MPa}$ a $C_6 = -9328893,34 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$) a získáme průběh ohybové křivky nosníku (graf. 6-2-2-4).



Graf. 6-2-2-4 Rameno – horizontální ohybová křivka (x-z)

- Maximální průhyb ramene v bočním směru:

(v nejvzdálenějším místě od vetknutí $x = 0 \text{ mm}$)

Zatížení od setrvačné síly:

$$z_{1 \max}(x = 0) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + C_3 x + C_4 \right] = \frac{-3289454,633 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -47,8 \text{ [mm]}$$

Zatížení od setrvačné síly a síly větru:

$$z_{2 \max}(x = 0) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z + F_{\omega 1}}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + C_5 x + C_6 \right] = \frac{-9328893,34 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -135,2 \text{ [mm]}$$

kde:

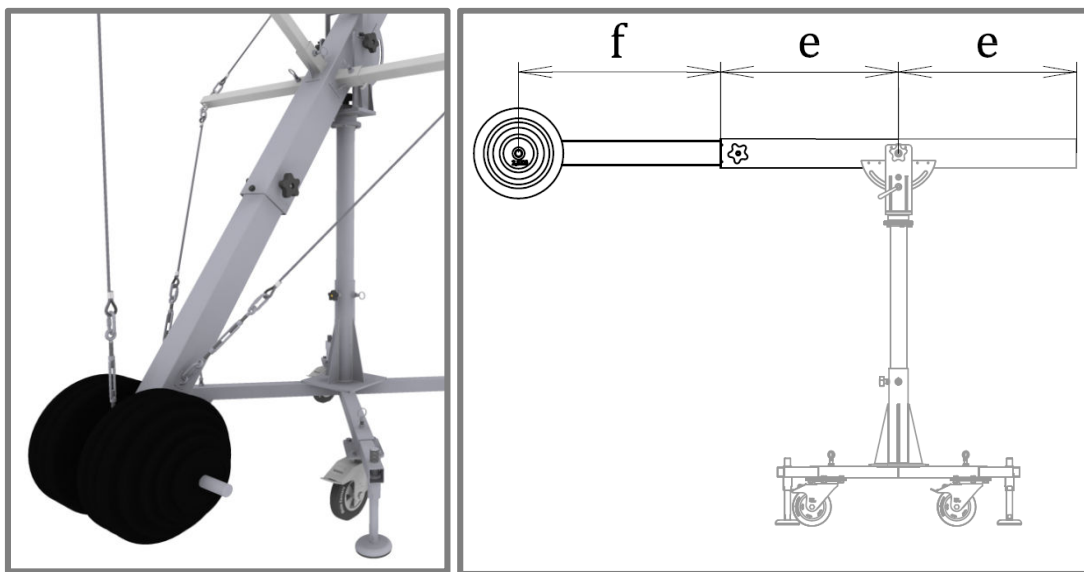
z	[mm]	- průhyb ramene v bočním směru
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
F_z	[N]	- boční zatížení ramene
J_y	[mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu (k ose y)
C_3	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_4	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_5	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
C_6	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
x	[mm]	- vzdálenost na ose x

Deformace ramene

Průhyb ramene v místě uchycení kamerové hlavy je příliš velký. Ve vertikálním směru dosahuje hodnoty $y_{\max} = 245,0$ mm a v bočním směru $z_{1\max} = 47,8$ mm. Při současném zatížení větrem je boční průhyb dokonce až $z_{2\max} = 135,2$ mm. Z toho důvodu je nutné propojit profily ramene ve vertikálním i bočním směru kotevními lany.

6.2.3. Vyvažovací část ramene

Druhá část ramene slouží k dovažování ohybového momentu od tíhy kamerové hlavy. Je tvořeno dvěma profily o délce $e = 750$ mm a $f = 850$ mm (obr. 6-2-3-1).



Obr. 6-2-3-1 Vyvažovací část ramene

Hmotnosti závaží

Výpočet potřebné hmotnosti protizávaží na rameni o délce $(e + f) = 1600$ mm potřebném pro vyvážení kamerové hlavy ($F = 450$ N) a vlastní tíhy profilů ramene pro všech 13 poloh jeho délky odstupňované po 200 mm. Jednotlivé hmotnosti vyvažovacího závaží pro všechny polohy ramene vyjadřuje (graf 6-2-3-1).

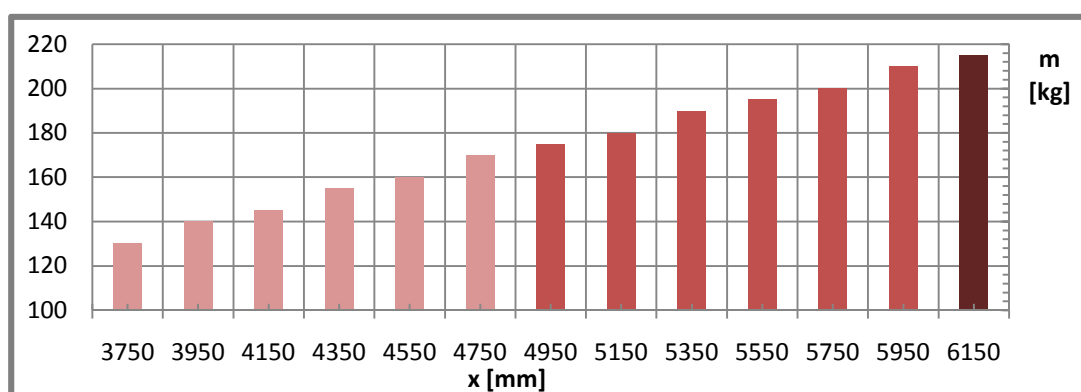
Výpočet hmotnosti protizávaží pro jednotlivé délky ramene:

- pro polohy 1. profilu: $i = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6$ a $j = 0$

- pro polohy 2. profilu: $i = 6$ a $j = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6$

$$m_{ij} = \frac{1}{(e+f)g} \left[F(a + b + c + d + e - 200i - 200j) + q_1 a \left(\frac{a}{2} + b + c + d + e - 200i - 200j + q_2 b^2 + c + d + e - 200j + q_3 c^2 + d + e - 200j + q_4 d^2 + e - q_4 f^2 + e \right) \right] \text{ [kg]}$$

$$m_{\max} = m_{00} = 215 \text{ [kg]}$$



Graf. 6-2-3-1 Velikost protizávaží pro dané polohy délky ramene

Systém dovažování v závislosti na změně délky ramene

Změna velikosti protizávaží v závislosti na délce vysunutí ramene se reguluje přidáváním a odebíráním jednotlivých závažových litinových kotoučů. Pro snadné nastavení požadované hmotnosti na danou délku ramene jsou jako protizávaží zvoleny páry kovových kotoučů odstupňovaných ve velikostech hmotností: 25, 15, 10, 5 a 2,5 kg. Jednotlivé varianty pro všechny délková nastavení jsou rozepsány v tab. 6-2-3-1 [18].

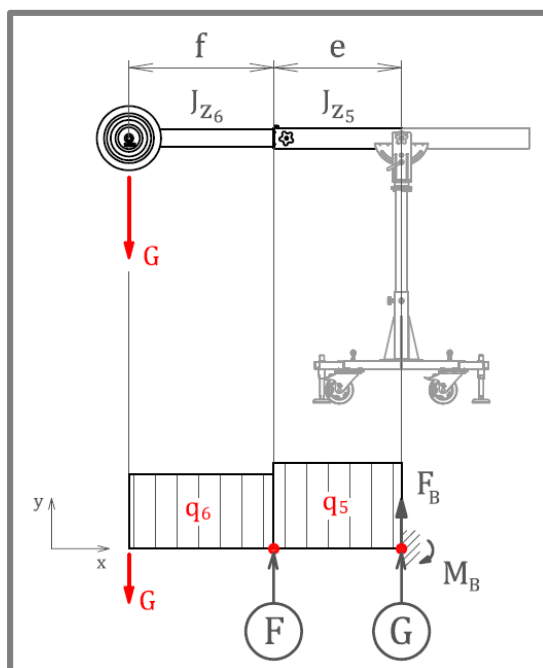
Tab. 6-2-3-1 Závaží – kotouče [18]

Poloha	i	j	Délka ramene [mm]	Hmotnost závaží m [kg]	25 kg	25 kg	25 kg	15 kg	10 kg	5 kg	2,5 kg
0	0	0	6150	215	x	x	x	x	x	x	x
1	1	0	5950	210	x	x	x	x	x	x	
2	2	0	5750	200	x	x	x	x	x		
3	3	0	5550	195	x	x	x	x			
4	4	0	5350	190	x	x	x	x		x	x
5	5	0	5150	180	x	x	x	x		x	
6	6	0	4950	175	x	x	x		x		x
7	6	1	4750	170	x	x	x		x	x	
8	6	2	4550	160	x	x		x	x		
9	6	3	4350	155	x	x		x	x		x
10	6	4	4150	145	x	x		x		x	x
11	6	6	3950	140	x	x		x		x	
12	6	6	3750	130	x	x		x			

Pevnostní výpočet

Kontrola koncové části ramene na ohyb od tíhy protizávaží $G = 2150 \text{ N}$ ($m = 215 \text{ kg}$)

Rameno je počítáno jako vetknutý nosník, který se skládá ze dvou profilů viz tab.6-2-3-2 (obr. 6-2-3-2).



Obr. 6-2-3-2 Vyvažovací část ramene – zatížení

Síla ve vetknutí:

$$F_B = G + q_6 f + q_5 e$$

$$F_B = 2150 \text{ N} + 0,042 \text{ Nmm}^{-1} \cdot 850 \text{ mm} + 0,062 \text{ Nmm}^{-1} \cdot 750 \text{ mm} = 2231,2 \text{ [N]}$$

Moment ve vetknutí:

$$M_B = G(e + f) + q_6 f \left(\frac{f}{2} + e \right) + \frac{q_5 e^2}{2}$$

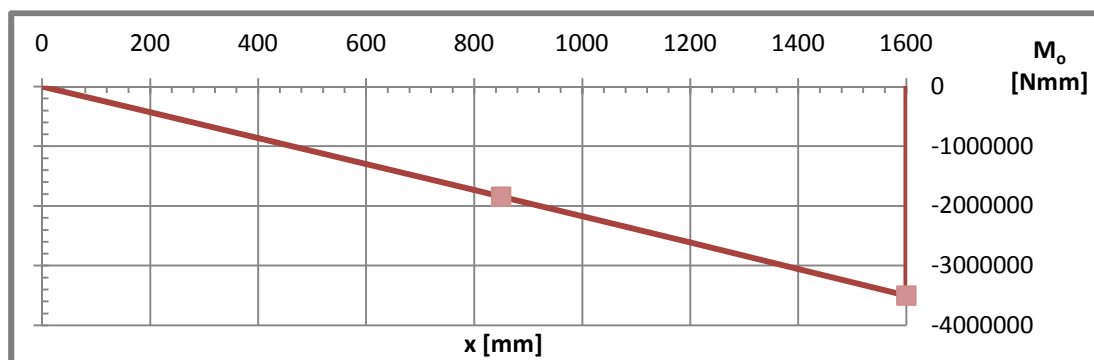
$$M_B = 2150 \cdot 1600 + 0,042 \cdot 850 \cdot 1175 + \frac{0,062 \cdot 750^2}{2} = 3498441,99 \text{ [Nmm]}$$

Tab. 6-2-3-2 Vyvažovací část ramene – profily [13]

	Rozměr [mm]	Délka [mm]		Liniové zatížení q [N·mm ⁻¹]	Kvadratický moment J _z [mm ⁴]	Průřezový modul W _o [mm ³]
5	120x120x5	e	750	0,062	5079166,7	84652,8
6	100x100x4	f	850	0,042	2363392,0	47267,8

- Ohybový moment vyvažovací části ramene (singulární funkce):

$$M_o(x) = -G\langle x \rangle^1 - \frac{q_6}{2}\langle x \rangle^2 + \frac{q_6 f}{2}\langle x - f \rangle^1 - \frac{q_5}{2}\langle x - f \rangle^2 + M_B\langle x - e - f \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-3-2 Vyvažovací část ramene – ohybový moment

- Maximální ohybové napětí v jednotlivých profilech (obr. 6-2-3-2):

$$\sigma_{oF} = \frac{|M_o(f)|}{W_{o6}} = \frac{1842369,05 \text{ Nmm}}{47267,84 \text{ mm}^3} = 38,35 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oG} = \frac{|M_o(f+e)|}{W_{o5}} = \frac{3498441,99 \text{ Nmm}}{5079166,7 \text{ mm}^3} = 41,33 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{oG} = 41,33 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost v ohybu:

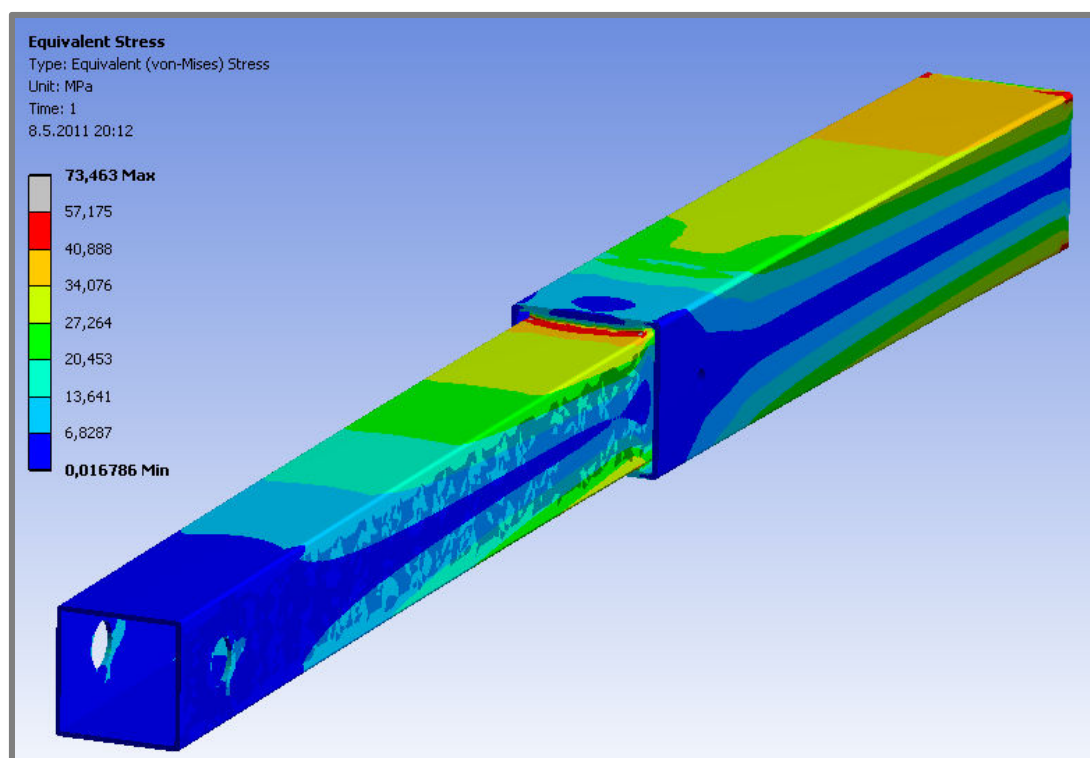
$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\max}} = \frac{250 \text{ MPa}}{41,33 \text{ MPa}} = 6 [-]$$

kde:

k	[-]	- bezpečnost v ohybu
σ_o	[MPa]	- napětí v ohybu
G	[N]	- tíha závaží
q	[N·mm ⁻¹]	- liniové zatížení
$R_{p0,2}$	[MPa]	- mez kluzu hliníku
W_o	[mm ³]	- modul průřezu v ohybu

Kontrolní výpočet v programu ANSYS Workbench

Výpočet napětí v programu Ansys potvrdil předchozí analytický výpočet. Pro velkou náročnost na tvorbu sítě konečných prvků takto rozměrného modelu byla zvolena velikost prvku sítě 5 [mm], což v přechodu profilů způsobilo ohromná napěťová maxima (o velikosti přibližně 73,5 [MPa]). Po ořezání těchto napěťových špiček, dostáváme přibližně shodný průběh napětí (obr. 6-2-3-3). Maximální napětí o velikosti 57 [MPa] vzniká dle předpokladu v místě G.



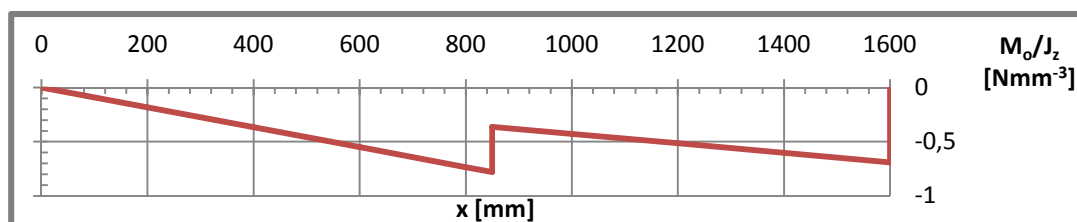
Obr. 6-2-3-3 Vyvažovací část ramene – průběh napětí (ANSYS Workbench)

Výpočet průhybu vyvažovací části ramene

Konec vyvažovací části ramene musí být upevněn také ocelovými lany, jelikož jeho průhyb ve vertikálním směru dosahuje velikosti $y = 9,93$ mm.

- Ohybový moment vyvažovací části ramene v závislosti J_z (singulární funkce):

$$\begin{aligned} \frac{M_o(x)}{J_z} = & -\frac{G}{J_{z6}} \langle x \rangle^1 + \frac{G}{J_{z6}} \langle x - f \rangle^1 + Gf \left(\frac{J_5 - J_6}{J_6 J_5} \right) \langle x - f \rangle^0 - \frac{G}{J_5} \langle x - f \rangle^1 - \frac{q_6}{2J_{z6}} \langle x \rangle^2 + \\ & \frac{q_6 f^2}{2} \left(\frac{J_5 - J_6}{J_6 J_5} \right) \langle x - f \rangle^0 + \frac{q_6 f}{J_{z5}} \langle x - f \rangle^1 - \frac{q_6 f}{J_{z6}} \langle x - f \rangle^1 - \frac{q_5}{2J_{z5}} \langle x - f \rangle^2 + \\ & \frac{M_B}{J_{z6}} \langle x - e - f \rangle^0 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right] \end{aligned}$$

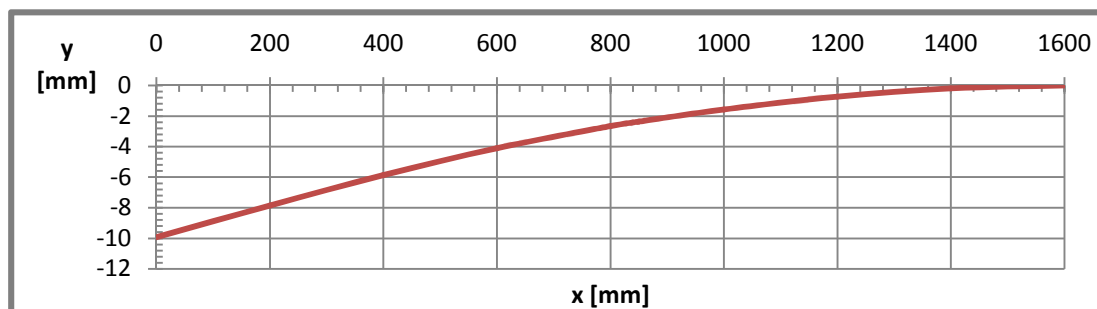


Graf. 6-2-3-3 Vyvažovací část ramene – ohybový moment v závislosti na J_z

- Průběh ohybové křivky vyvažovací části (singulární funkce):

$$\begin{aligned} y(x) = & \frac{1}{E} \left[-\frac{G}{6J_{z6}} \langle x \rangle^3 + \frac{G}{6J_{z6}} \langle x - f \rangle^3 + \frac{Gf}{2} \left(\frac{J_{z5} - J_{z6}}{J_{z6} J_{z5}} \right) \langle x - f \rangle^2 - \frac{G}{6J_{z5}} \langle x - f \rangle^3 - \right. \\ & \frac{q_6}{24J_{z6}} \langle x \rangle^4 + \frac{q_6}{24J_{z6}} \langle x - f \rangle^4 + \frac{q_6 f^2}{4} \left(\frac{J_{z5} - J_{z6}}{J_{z6} J_{z5}} \right) \langle x - f \rangle^2 + \frac{q_6 f}{6J_{z6}} \langle x - f \rangle^3 - \\ & \left. \frac{q_6 f}{6J_{z5}} \langle x - f \rangle^3 - \frac{q_5}{24J_{z5}} \langle x - f \rangle^4 + \frac{M_B}{2J_{z6}} \langle x - e - f \rangle^2 + C_1 x + C_2 \right] \quad [\text{mm}] \end{aligned}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = e + f$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_1 = 724,306$ MPa, $C_2 = -685161,514$ mm · MPa.



Graf. 6-2-3-4 Vyvažovací část ramene – průhyb

- Maximální průhyb vyvažovací části ramene (v nejvzdálenějším místě od vetknutí):
($x = 0$ mm)

$$y_{\max}(x) = \frac{1}{E} \left[-\frac{G}{6J_{z6}} \langle x \rangle^3 - \frac{q_6}{24J_{z6}} \langle x \rangle^4 + C_1 x + C_2 \right]$$

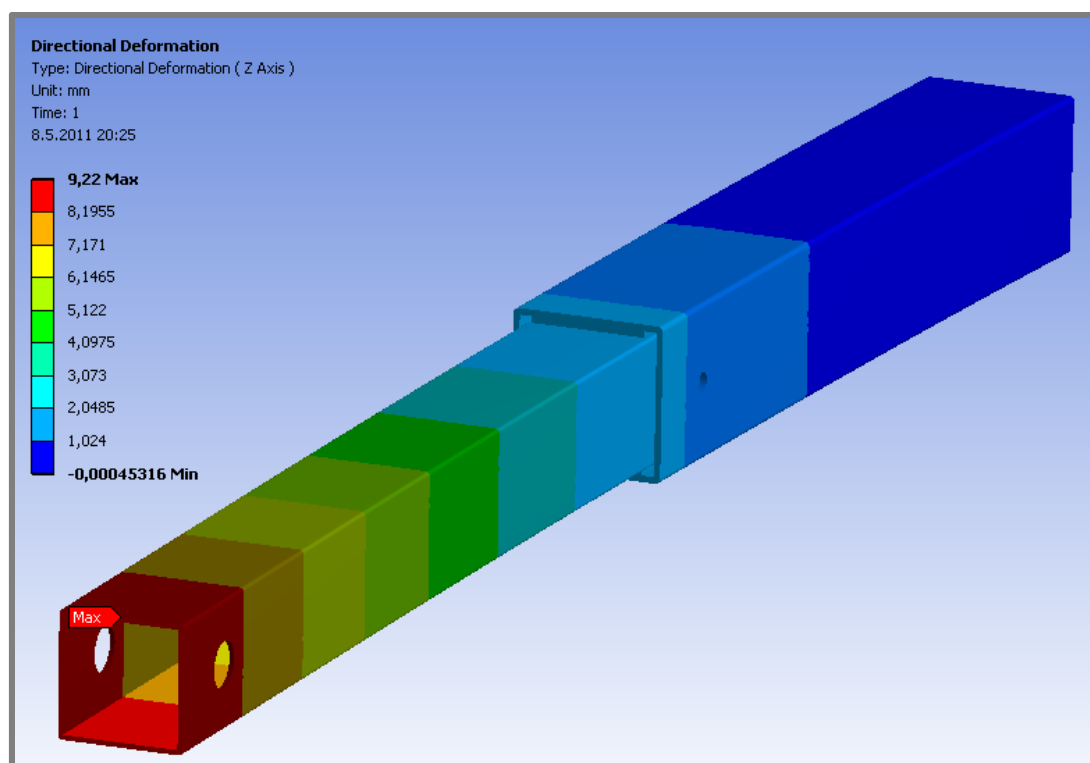
$$y_{\max}(0) = \frac{C_2}{E} = \frac{-685161,514 \text{ mmMPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -9,93 \text{ [mm]}$$

kde:

y	[m]	- průhyb vyvažovací části ramene
C_1	[MPa]	- integrační konstanta
C_2	[m·MPa]	- integrační konstanta
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
G	[N]	- tíha závaží
q	[N·m ⁻¹]	- liniové zatížení

Kontrolní výpočet v programu ANSYS Workbench

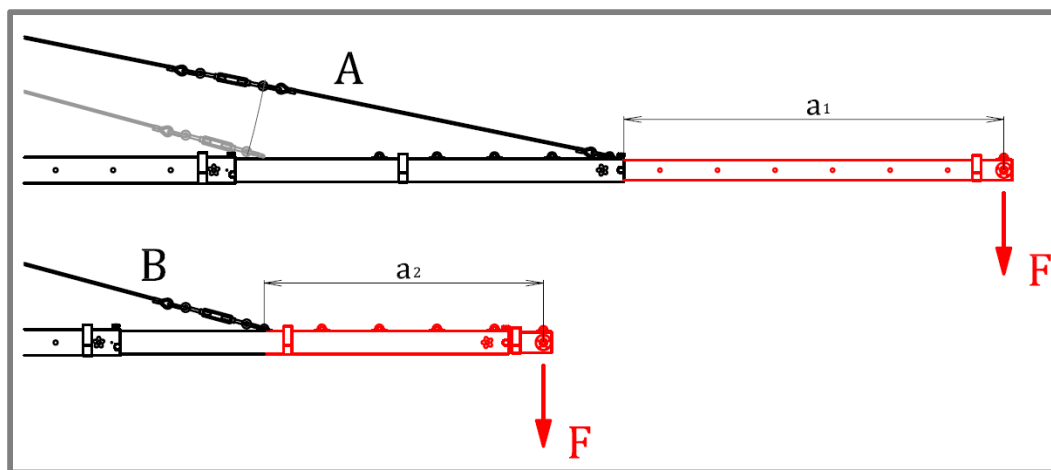
Výpočet deformací v programu Ansys potvrdil předchozí analytický výpočet (obr. 6-2-3-4). Maximální deformace v ose y nastává v nejvzdálenějším místě od vetknutí o velikosti 9,22 mm.



Obr. 6-2-3-4 Vyvažovací část ramene – průhyb (ANSYS Workbench)

6.2.4. Vertikální ukotvení – průhyb ramene

Vertikální kotvící lano lze délkově nastavit do dvou poloh (A, B) (obr. 6-2-4-1). Lano v poloze A je upevněno na začátku druhého profilu a umožňuje tak libovolně nastavitelnou délku prvního profilu (1350 až 150) mm. Lano v poloze B je připevněno k druhému profilu pomocí ok, která jsou od sebe vzdáleny po 200 mm, a zajišťuje tak libovolnou změnu délky třetího profilu (1150 až 150) mm (viz tab. 6-2-4-1).



Obr. 6-2-4-1 Vertikální ukotvení

Rameno je kontrolováno na průhyb v pozici lana A i B v poloze nejvzdálenějšího umístění kamerové hlavy od kotevního lana (obr. 6-2-4-1).

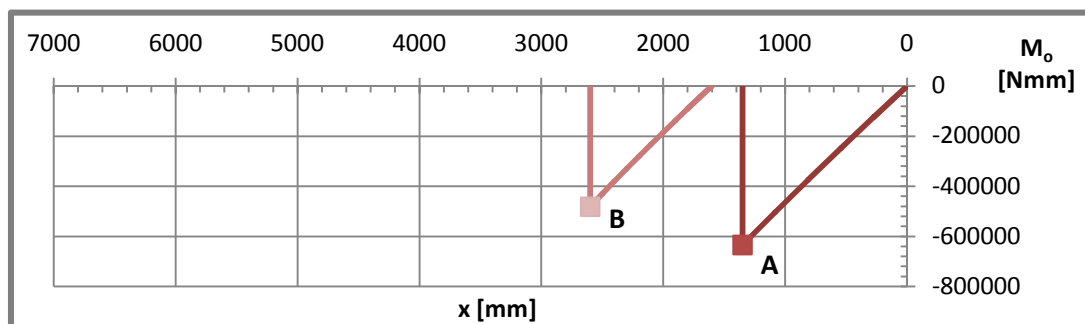
Tab. 6-2-4-1 Poloha lana – délka ramene

	Poloha lana	Délka ramene [mm]	Profil 1 [mm]	Profil 3 [mm]
0	A	6150	1350	1350
1	A	5950	1150	
2	A	5750	950	
3	A	5550	750	
4	A	5350	550	
5	A	5150	350	
6	A	4950	150	1150
7	A	4750		950
8	B	4550		750
9	B	4350		550
10	B	4150		350
11	B	3950		150
12	B	3750		

- Vertikální ohybový moment ramene (v rovině x-y) (singulární funkce):

$$M_{oA(x-y)}(x_1) = -F\langle x_1 \rangle^1 - \frac{q_1}{2}\langle x_1 \rangle^2 + M_1\langle x_1 - a_1 \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{oB(x-y)}(x_2) = -F\langle x_2 \rangle^1 - \frac{q_1+q_2}{2}\langle x_2 \rangle^2 + M_2\langle x_2 - a_2 \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-4-1 Vertikální ukotvení – ohybový moment neukotvené části

- Průběh ohybového momentu (v rovině x-y) v závislosti na J_z (singulární funkce):

$$\frac{M_{oA(x_1)}}{J_z} = -\frac{F}{J_{z1}}\langle x_1 \rangle^1 - \frac{q_1}{2J_{z1}}\langle x_1 \rangle^2 + \frac{M_1}{J_{z1}}\langle x_1 - a_1 \rangle^0 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right]$$

$$\frac{M_{oB(x_2)}}{J_z} = -\frac{F}{J_{z2}}\langle x_2 \rangle^1 - \frac{(q_1+q_2)}{2J_{z2}}\langle x_2 \rangle^2 + \frac{M_2}{J_{z2}}\langle x_2 - a_2 \rangle^0 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right]$$

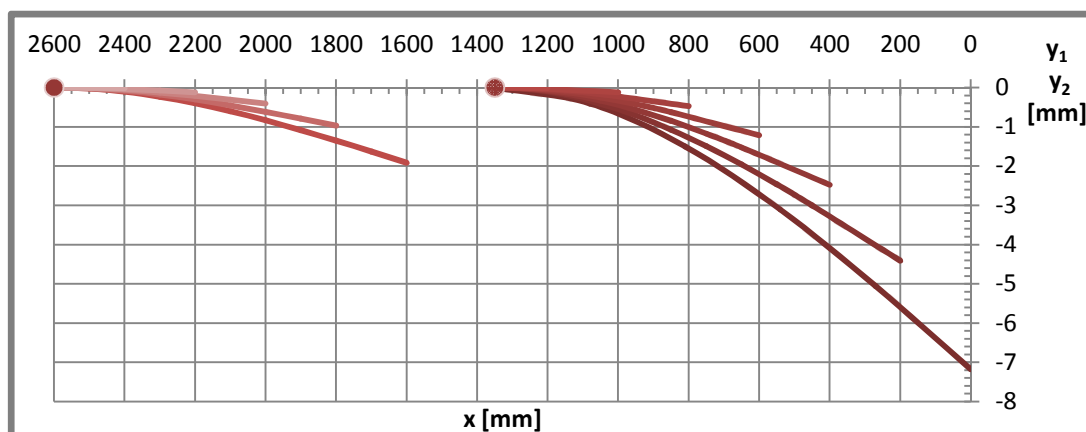
- Průběh ohybové křivky v rovině x-y: (singulární funkce):

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_o(x)}{EJ_z} \text{ po postupné integraci dostaneme}$$

$$y_A = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z1}}\langle x_1 \rangle^3 - \frac{q_1}{24J_{z1}}\langle x_1 \rangle^4 + \frac{M_1}{2J_{z1}}\langle x_1 - a_1 \rangle^2 + C_1x_1 + C_2 \right] \text{ [mm]}$$

$$y_B = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z2}}\langle x_2 \rangle^3 - \frac{(q_1+q_2)}{24J_{z2}}\langle x_2 \rangle^4 + \frac{M_2}{2J_{z2}}\langle x_2 - a_2 \rangle^2 + C_3x_2 + C_4 \right] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x_1 = a_1$ a $x_2 = a_2$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_1 = 548,166 \text{ MPa}$, $C_2 = -49506,368 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$ a $C_3 = 200,42 \text{ MPa}$, $C_4 = -134341,591 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$.



Graf. 6-2-4-2 Vertikální ukotvení – deformace variant A a B

- Maximální průhyb – varianta A (v nejvzdálenějším místě od ukotvení):

$$y_{A(\max)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z1}} \langle x_1 \rangle^3 - \frac{q_1}{24J_{z1}} \langle x_1 \rangle^4 + C_1 x_1 + C_2 \right]$$

$$y_{A(\max)} = \frac{C_2}{E} = \frac{-49506,368 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -7,175 \text{ [mm]}$$

- Maximální průhyb – varianta B (v nejvzdálenějším místě od ukotvení):

$$y_{B(\max)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{F}{6J_{z2}} \langle x_2 \rangle^3 - \frac{(q_1 + q_2)}{24J_{z2}} \langle x_2 \rangle^4 + C_3 x_2 + C_4 \right]$$

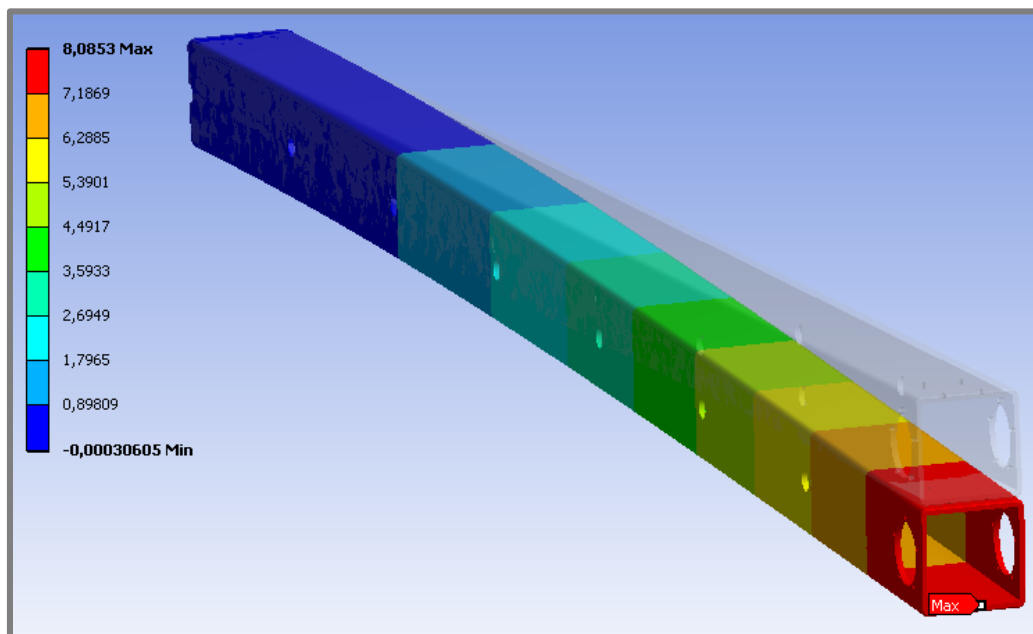
$$y_{B(\max)} = \frac{C_4}{E} = \frac{-134341,591 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -1,919 \text{ [mm]}$$

kde:

- y [mm] - průhyb ramene
- E [MPa] - Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
- F [N] - zatížení od tíhy kamerové hlavy
- J_z [mm⁴] - kvadratický moment průřezu (k ose z)
- q [N·mm⁻¹] - liniové zatížení
- C_1 [MPa] - integrační konstanta
- C_2 [mm·MPa] - integrační konstanta
- C_3 [MPa] - integrační konstanta
- C_4 [mm·MPa] - integrační konstanta
- x [mm] - pozice ramene vůči ukotvení

Kontrolní výpočet průhybu v programu ANSYS workbench

Výpočet průhybu prvního profilu v největší vzdálenosti od kotevního lana (pozice 0) v programu ANSYS potvrdil předchozí analytický výpočet. Maximální deformace modelu ve směru osy Y jsou 8,085 mm (obr. 6-2-4-2).



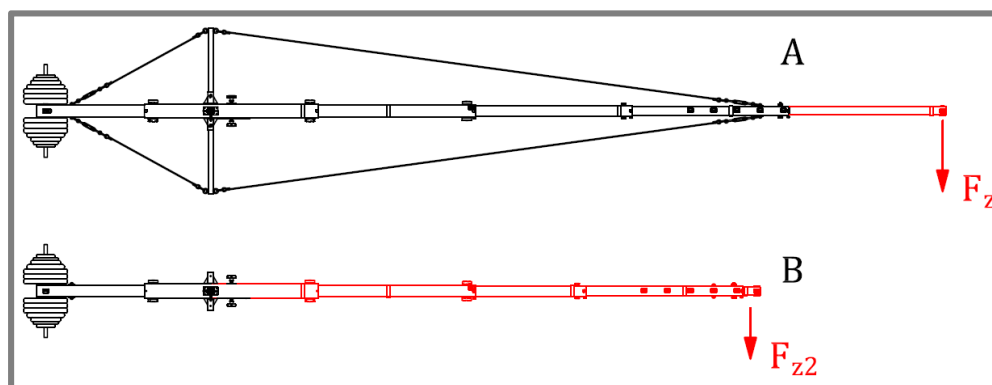
Obr. 6-2-4-2 Vertikální ukotvení – deformace ve svislé ose (ANSYS Workbench)

Výsledek vertikálního ukotvení – vertikální deformace

Po ukotvení ocelovými lany dosahuje rameno maximální průhyb ve vertikálním směru v pozici lana „A“ $y_{1(max)} = 7,175$ [mm] (viz graf. 6-2-4-2).

6.2.5. Boční ukotvení - průhyb ramene

Kvůli snadné modifikaci délky ramene jsou umístěna boční kotvení lana až za prvním profilem ramene (obr. 6-2-5-1). To umožňuje jednoduchou změnu délky ramene v rozsahu pozic 0 až 7 (tab. 6-2-4-1) (tzn. změnu celkové délky ramene 6150 až 4750 mm). Kratší modifikace ramene (4550 až 3750 mm) už nedosahují příliš velkého průhybu, a nevyžadují tak uchycení ocelovým lanem.



Obr. 6-2-5-1 Boční ukotvení

Výpočet průhybu ramene je prováděn na nejdelší možnou variantu A ramene (s bočními lany) o délce 6150 mm a nejdelší variantu B (bez lan) délky 4550 mm.

Boční průhyb – varianty A

Výpočet průhybu prvního profilu ramene o maximální délce $a = 1350$ mm zatíženého setrvačnou silou při otáčení ramene $F_z = 100$ [N] a silou větru $F_{\omega 1A}$.

Zatížení větrem prvního profilu [7]:

$$F_{1\omega A} = \omega_1 \xi_\omega A_A = 250 \text{ Pa} \cdot 1,6 \cdot 0,0945 \text{ m}^2 = 37,8 \text{ [N]}$$

kde:

$F_{1\omega A}$ [N] - zatížení 1. profilu větrem

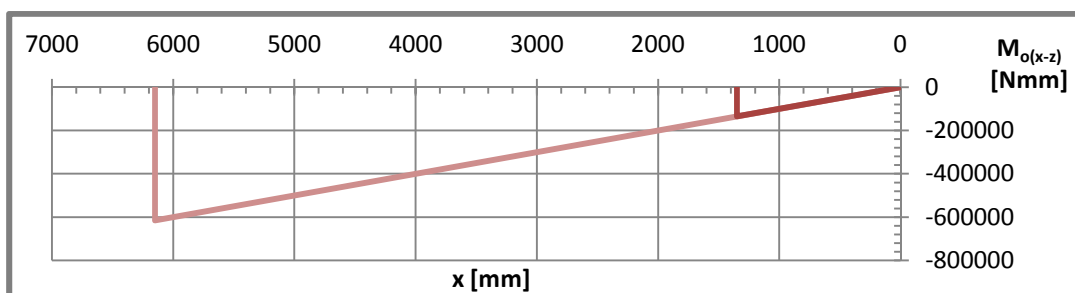
ω_1 [Pa] - tlak větru

ξ_ω [-] - tvarový součinitel

A_A [m²] - průmět čisté plochy 1. profilu jeřábu (varianta A)

- Ohybový moment v bočním směru (v rovině x-z) – varianta A (singulární funkce):

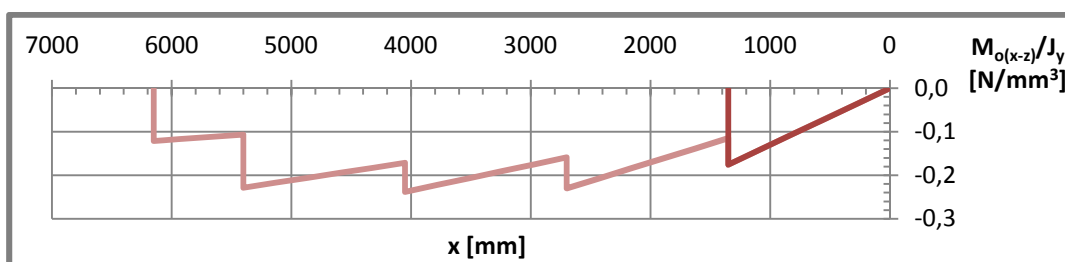
$$M_{o(x-z)}(x) = -F_z \langle x \rangle^1 + M_{A(x-z)} \langle x - a \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-5-1 Boční ukotvení A – ohybový moment (x-z)

- Průběh bočního ohybového momentu v závislosti J_y – varianta A

$$\frac{M_{o(x-z)}(x)}{J_y} = -\frac{F_z}{J_{y1}} \langle x \rangle^1 + \frac{M_{A(x-z)}}{J_{y1}} \langle x - a \rangle^0 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right]$$

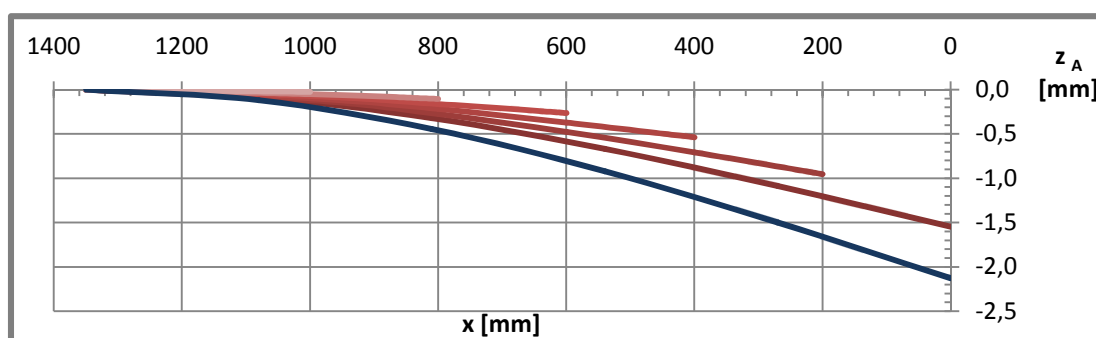


Graf. 6-2-5-2 Boční ukotvení A – ohybový moment (x-z) v závislosti na J_y

- Průběh ohybové křivky ramene v bočním směru – varianta A (singulární funkce):

$$z_A(x) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + \frac{M_{A(x-z)}}{2J_{y1}} \langle x - a \rangle^2 + C_1 x + C_2 \right] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = a$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_1 = 118,425 \text{ MPa}$, $C_2 = -106582,826 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$ (při současném zatížení silou větru konstanty $C_3 = 163,19 \text{ MPa}$ a $C_4 = -146871,134 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$).



Graf. 6-2-5-3 Boční ukotvení A – průhyb (x-z) všech nastavení

- Maximální průhyb prvního profilu v bočním směru (rovina x-z) – varianta A:

Při zatížení setrvačnou silou:

$$z_{A1(\max)}(x = 0) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + C_1 x + C_2 \right] = \frac{-106582,826 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -1,545 \text{ [mm]}$$

Při zatížení setrvačnou silou a silou větru:

$$z_{A2(\max)}(x = 0) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_z + F_{\omega 1A}}{6J_{y1}} \langle x \rangle^3 + C_4 \right] = \frac{-146871,134 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -2,129 \text{ [mm]}$$

kde:

z_A	[mm]	- průhyb ramene v bočním směru (varianta A)
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
F_z	[N]	- zatížení od setrvačné síly (varianta A)
$F_{\omega 1A}$	[N]	- zatížení od síly větru (varianta A)
J_y	[mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu (k ose y)
C_1	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_2	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_4	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
C_5	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
x	[mm]	- vzdálenost na ose x

Boční průhyb – varianty B

Výpočet bočního průhybu ramene o maximální délce 4550 mm bez kotevních lan jako vetknutý nosník, který se skládá z profilů 2 až 5 o délkách $b = 1350$ mm, $c = 950$ mm, $d = 1350$ mm a $e = 750$ mm (obr. 6-2-2-1). Zatížení setrvačnou silou sil (při otáčení na rameni o délce 4550 mm) $F_{zB} = 60$ [N] a silou větru $F_{\omega 1B}$.

Zatížení větrem působící na druhý až čtvrtý profil [7]:

$$F_{1\omega B} = \omega_1 \xi_{\omega} A_B = 250 \text{ Pa} \cdot 1,6 \cdot 0,3645 \text{ m}^2 = 145,8 \text{ [N]}$$

kde:

$F_{1\omega B}$ [N] - zatížení 2. až 5. profilu větrem

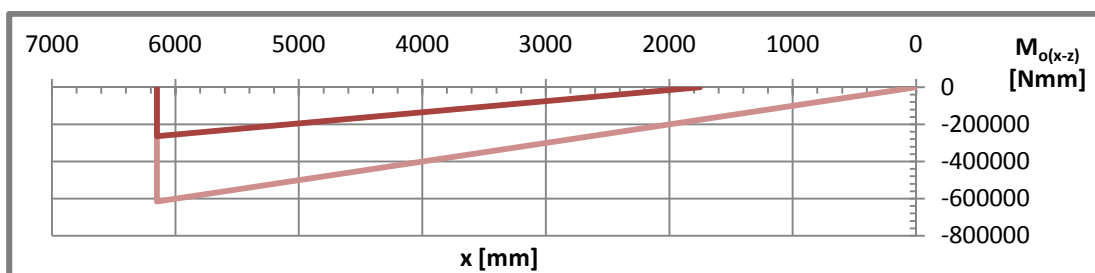
ω_1 [Pa] - tlak větru

ξ_{ω} [-] - tvarový součinitel

A_B [m²] - průmět čisté plochy 2. až 5. profilu jeřábu (varianta B)

- Ohybový moment v bočním směru – varianta B (rovina x-z):

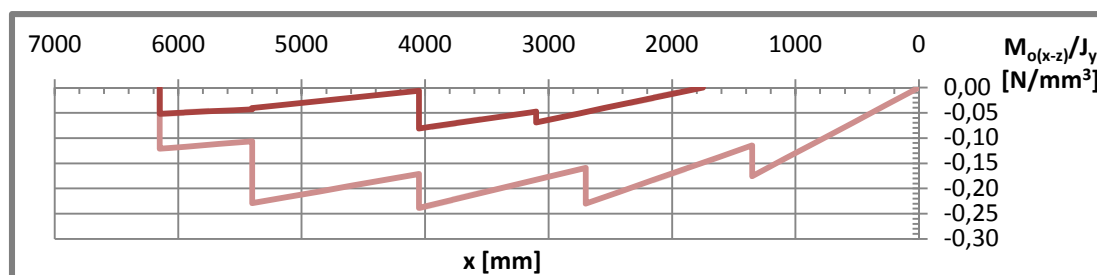
$$M_{o(x-z)}(x) = -F_{zB} \langle x \rangle^1 + M_{A(x-z)} \langle x - b - c - d - e \rangle^0 \text{ [Nmm]}$$



Graf. 6-2-5-4 Boční ukotvení B – ohybový moment (x-z)

- Průběh ohybového momentu v bočním směru v závislosti na J_y – varianta B (singulární funkce):

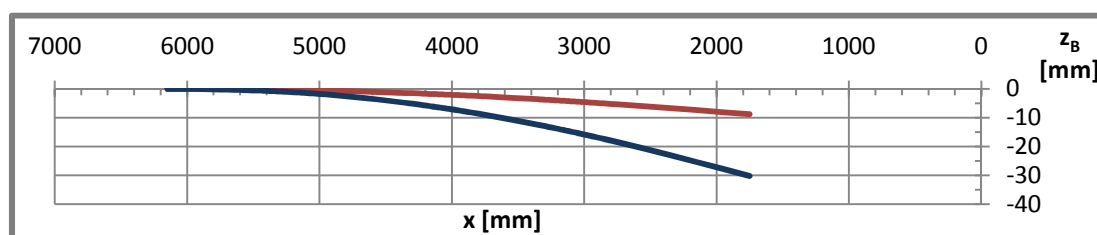
$$\begin{aligned} \frac{M_{o(x-z)}(x)}{J_y} = & -\frac{F_{zB}}{J_{y2}} \langle x \rangle^1 + \frac{F_{zB}}{J_{z2}} \langle x - b \rangle^1 + F_{zB} b \left(\frac{J_{y3} - J_{y2}}{J_{y2} J_{y3}} \right) \langle x - b \rangle^0 - \frac{F_{zB}}{J_{y3}} \langle x - b \rangle^1 + \\ & \frac{F_{zB}}{J_{y3}} \langle x - b - c \rangle^1 + F_{zB} (b + c) \left(\frac{J_{y4} - J_{y3}}{J_{y3} J_{y4}} \right) \langle x - b - c \rangle^0 - \frac{F_{zB}}{J_{y4}} \langle x - b - c \rangle^1 + \\ & \frac{F_{zB}}{J_{y4}} \langle x - b - c - d \rangle^1 + F_{zB} (b + c + d) \left(\frac{J_{y5} - J_{y4}}{J_{y4} J_{y5}} \right) \langle x - b - c - d \rangle^0 - \\ & \frac{F_{zB}}{J_{y5}} \langle x - b - c - d \rangle^1 + \frac{M_{A(x-z)}}{J_{y5}} \langle x - b - c - d - e \rangle^0 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^3} \right] \end{aligned}$$

Graf. 6-2-5-5 Boční ukotvení B – ohybový moment (x-z) v závislosti J_y

- Průběh ohybové křivky v bočním směru (rovina x-z) – varianta B

$$z_B(x) = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_{zB}}{6J_{y2}} \langle x \rangle^3 + \frac{F_{zB}}{6J_{y2}} \langle x - b \rangle^3 + \frac{F_{zB}b}{2} \left(\frac{J_{y3} - J_{y2}}{J_{y2}J_{y3}} \right) \langle x - b \rangle^2 - \frac{F_{zB}}{6J_{y3}} \langle x - b \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{F_{zB}}{6J_{y3}} \langle x - b - c \rangle^3 + \frac{F_{zB}(b+c)}{2} \left(\frac{J_{y4} - J_{y3}}{J_{y3}J_{y4}} \right) \langle x - b - c \rangle^2 - \frac{F_{zB}}{6J_{y4}} \langle x - b - c \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{F_{zB}}{6J_{y4}} \langle x - b - c - d \rangle^3 + \frac{F_{zB}(b+c+d)}{2} \left(\frac{J_{y5} - J_{y4}}{J_{y4}J_{y5}} \right) \langle x - b - c - d \rangle^2 - \right. \\ \left. \frac{F_{zB}}{6J_{y5}} \langle x - b - c - d \rangle^3 + \frac{M_{A(x-z)}}{2J_{z5}} \langle x - b - c - d - e \rangle^2 + C_5x + C_6 \right] \text{ [mm]}$$

Dosazením do okrajových podmínek, které pro vetknutý nosník jsou $dy/dx = 0$ a $y = 0$ pro $x = (b + c + d + e)$, do těchto rovnic, dostaneme integrační konstanty $C_5 = 245,397 \text{ MPa}$, $C_6 = -608616,655 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$ (při současném zatížení silou větru $C_7 = 841,713 \text{ MPa}$, $C_8 = -2087555,126 \text{ mm} \cdot \text{MPa}$).



Graf. 6-2-5-6 Boční ukotvení B – průhyb (x-z)

- Maximální boční průhyb ramene – varianta B ($x = 0 \text{ mm}$):

Při zatížení setrvačnou silou:

$$z_{B1(\max)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_{zB}}{6J_{y2}} \langle x \rangle^3 + C_5x + C_6 \right] = \frac{C_6}{E} = \frac{-608616,655 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -8,821 \text{ [mm]}$$

Při zatížení setrvačnou silou a silou větru:

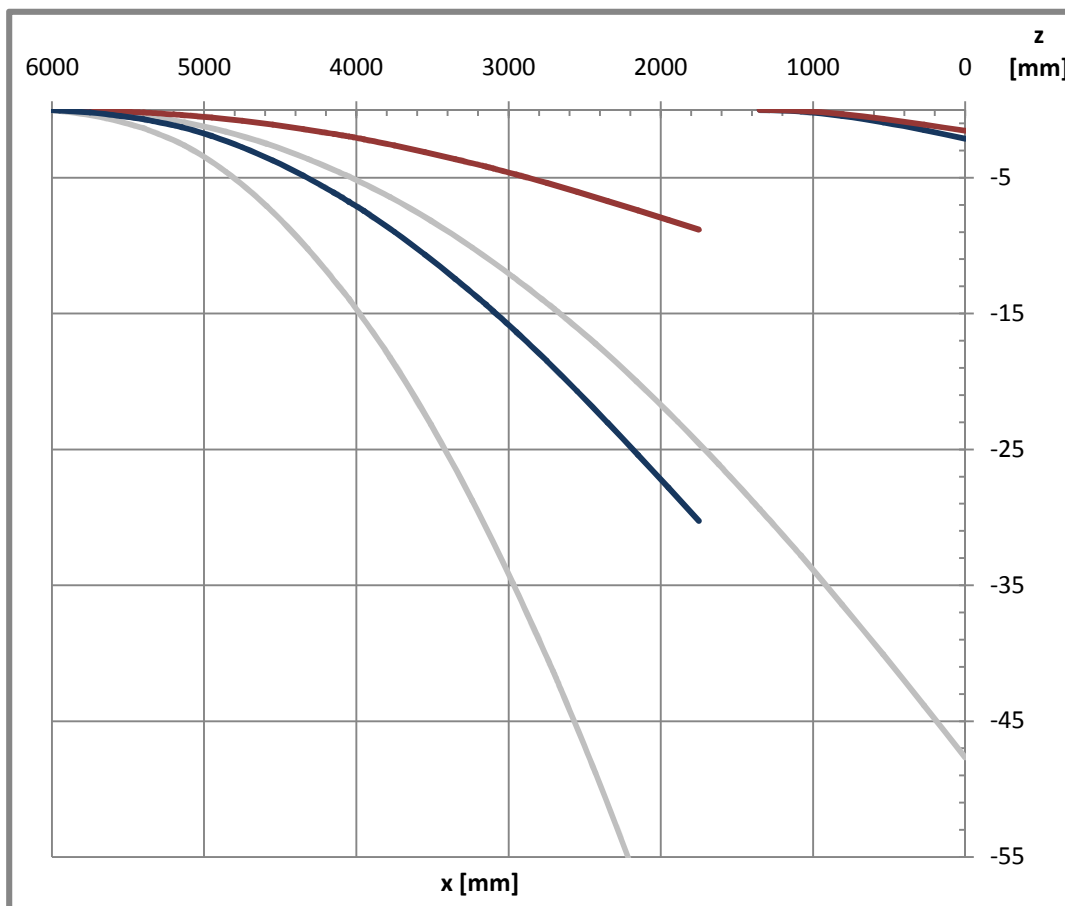
$$z_{B2(\max)} = \frac{1}{E} \left[-\frac{F_{zB} + F_{\omega 1B}}{6J_{y2}} \langle x \rangle^3 + C_7x + C_8 \right] = \frac{C_8}{E} = \frac{-2087555,126 \text{ mm} \cdot \text{MPa}}{0,69 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = -30,25 \text{ [mm]}$$

kde:

z_B	[mm]	- průhyb ramene v bočním směru (varianta B)
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
F_{zB}	[N]	- zatížení od setrvačné síly (varianta B)
$F_{\omega l B}$	[N]	- zatížení od síly větru (varianta B)
J_y	[mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu (k ose y)
C_5	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_6	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla)
C_7	[MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
C_8	[m·MPa]	- integrační konstanta (setrvačná síla a síla větru)
x	[mm]	- vzdálenost na ose x

Výsledek kotvení bočními ocelovými lany

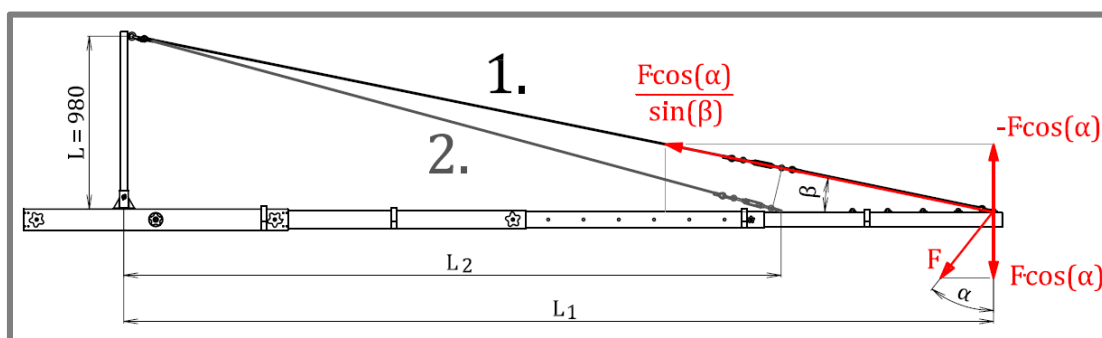
Maximální boční průhyb $z_{1\max} = 47,673$ mm (při zatížení větrem $z_{2\max} = 135$ mm) je eliminován kotevními lany při variantě A na $z_{A1} = 1,545$ mm ($z_{A2} = 2,129$ mm) a při variantě B na $z_{B1} = 8,821$ mm ($z_{B2} = 30,254$ mm) (graf. 6-2-5-7).



Graf. 6-2-5-7 Boční ukotvení – výsledek

6.2.6. Ocelová lana

Velikost namáhání ocelových lan je závislá na úhlu naklonění ramene v rozmezí úhlu $\alpha = (0 \div 55)^\circ$. Zatížení je počítáno pro namáhání ocelového lana v pozici 1 a 2 a pro lano od protizávaží o maximální hmotnosti $m = 215$ [kg]. Výška stožáru je $L = 980$ [mm] vzdálenost ukotvení od něj je $L_1 = 4900$ [mm] (pro první pozici lana), $L_2 = 3700$ [mm] (pro druhou pozici lana) a $L_3 = 1400$ [mm] (pro lano pro protizávaží) (obr. 6-2-6-1). Průběh změn silových poměrů v lanech v závislosti na úhlu náklonu ramene jeřábu ukazuje (graf 6-2-6-1).



Obr. 6-2-6-1 Ocelová lana - silové poměry při natáčení ramene

- Zatížení lan v jednotlivých polohách:

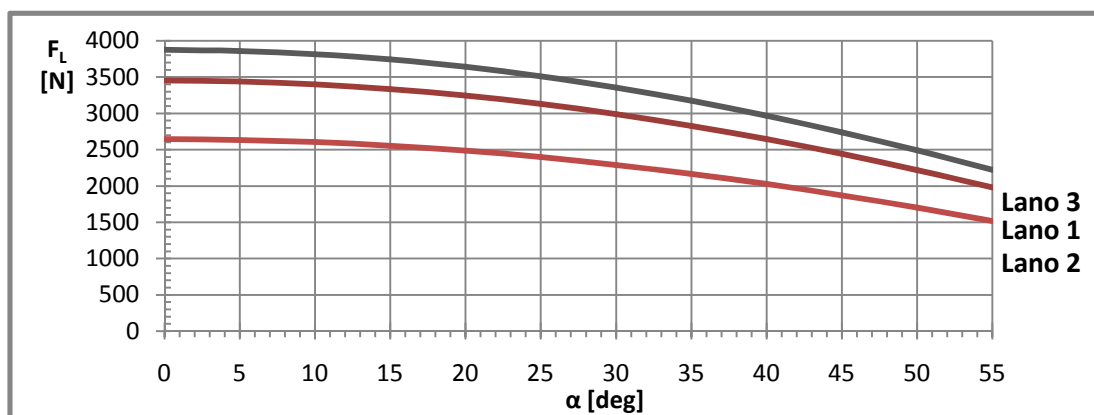
$$F_{L1(\max)} = \frac{(F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d + q_5 e) \cos \alpha}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{L}{L_1} \right) \right]} = \frac{677,39 \text{ N} \cdot \cos(0^\circ)}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{980 \text{ mm}}{4900 \text{ mm}} \right) \right]} = 3454,0 \text{ [N]}$$

$$F_{L2(\max)} = \frac{(F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d + q_5 e) \cos \alpha}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{L}{L_2} \right) \right]} = \frac{677,39 \text{ N} \cdot \cos(0^\circ)}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{980 \text{ mm}}{3700 \text{ mm}} \right) \right]} = 2645,7 \text{ [N]}$$

$$F_{L3(\max)} = \frac{(G + q_6 f + q_5 e) \cdot \cos \alpha}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{L}{L_3} \right) \right]} = \frac{2223,11 \text{ N} \cdot \cos(0^\circ)}{\sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{980 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} \right) \right]} = 3876,6 \text{ [N]}$$

Maximální zatížení lana

$$F_L = \max\{F_{L1}, F_{L2}, F_{L3}\} = F_{L3} = 3876,6 \text{ [N]}$$



Graf. 6-2-6-1 Ocelová lana - průběh sil v lanech v závislosti na naklonění ramene

Výpočet kotevního lana dle normy ČSN 27 0100 [8]

Jmenovitá pevnost lana:

$$P \geq F_L k$$

$$P \geq 3876,6 \text{ N} \cdot 3,7 = 14343,59 \text{ [N]}$$

kde:

P [N] - jmenovitá pevnost lana

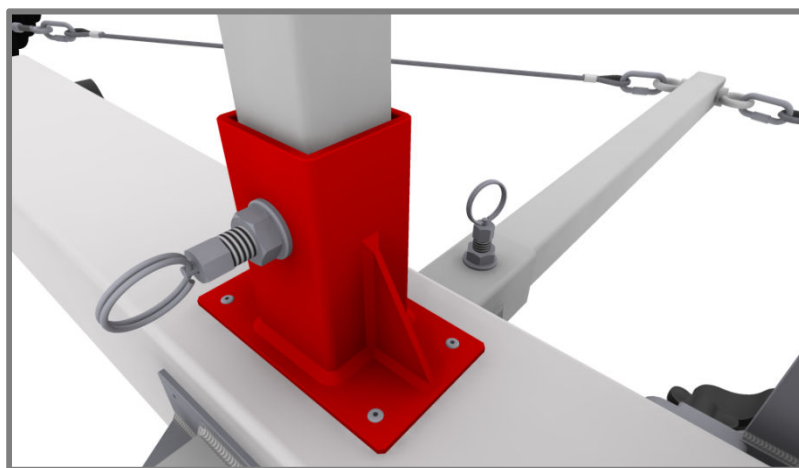
F_L [N] - maximální zatížení lana

k [-] - součinitel bezpečnosti (kotevní lano) [2]

Voleno ocelové lano šestiramenné 114 drátů o jmenovitém průměru 8 [mm] z drátů o jmenovité pevnosti 1270 [MPa] – LANO 8,0 ČSN 02 4322 [2].

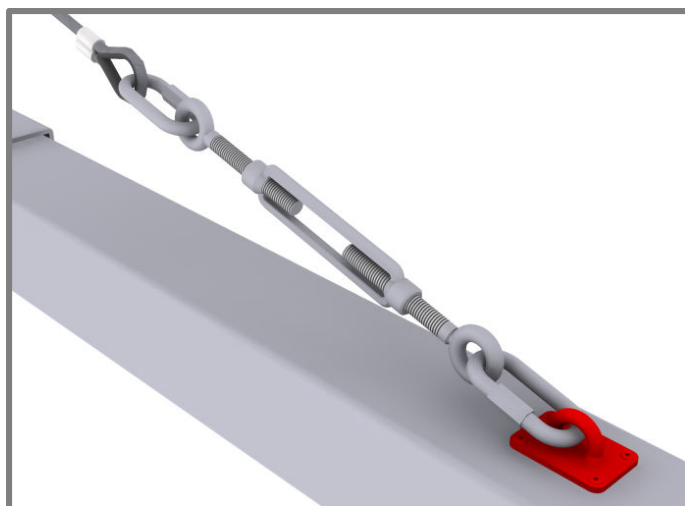
Uchycení kotevních lan

Stožár, ke kterému jsou lana upevněna, tvoří ocelový profil 40x40x4 materiálu 11 375 dle normy ČSN EN 10219-2 [14]. Ten je pro jednoduchou montáž upnut zasunutím do objímky, která je k profilu ramene pevně připevněna trhacími nýty, ve které je zajištěn pojistným pružinovým pístkem firmy Elesa+GANTER® [11] (obr. 6-2-6-2).



Obr. 6-2-6-2 Ocelové lano – stožár

Lana jsou napínána pomocí lanového napínáku s oky (dle DIN 1480) se závitem M10x1,5 firmy TEDOX, jehož udávaná nosnost výrobcem činí 650 kg. Každé lano je zakončeno očnicí DIN 6899 od firmy LANA Beránek s.r.o. [17] a propojeno je šroubem napínáku pomocí oválné ocelové karabiny s pevností v podélné ose 25 kN [23]. Kotevní lano je uchyceno k rameni jeřábu přes karabinu do oka, které je připevněno k profilu pomocí čtyř trhacích nýtů o průměr 4,8 mm (obr. 6-2-6-3).



Obr. 6-2-6-3 Ocelové lano – uchycení

Trhací nýty ocel/ocel s plochou hlavou od firmy Bralo 4,8-10 #01210004810. Maximální možné přenášené zatížení u zvolených nýtů je dle výrobce v tahu $F_{D\sigma} = 4100 \text{ N}$ a ve střihu $F_{D\tau} = 3000 \text{ N}$ [19].

Maximální střížná síla přenášená jedním nýtem:

$$F_{\tau} = \frac{F_L}{i} \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{L}{L_3} \right) \right] = \frac{3876,65 \text{ N}}{4} \cdot \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{980 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} \right) \right] = 793,97 \text{ [N]}$$

Maximální tahová síla

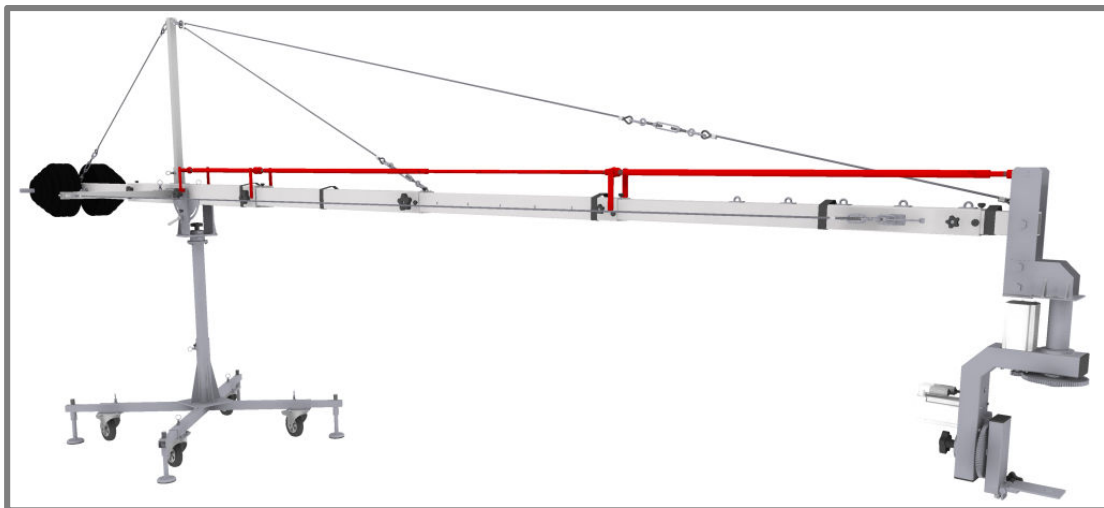
$$F_{\sigma} = \frac{F_L}{i} \sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{L}{L_3} \right) \right] = \frac{3876,65 \text{ N}}{4} \cdot \sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{980 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} \right) \right] = 555,78 \text{ [N]}$$

kde:

F_{τ}	[N]	- zatížení jednoho nýtu na střih
F_{σ}	[N]	- zatížení jednoho nýtu na tah
F_L	[N]	- maximální zatížení lana
i	[-]	- počet nýtů

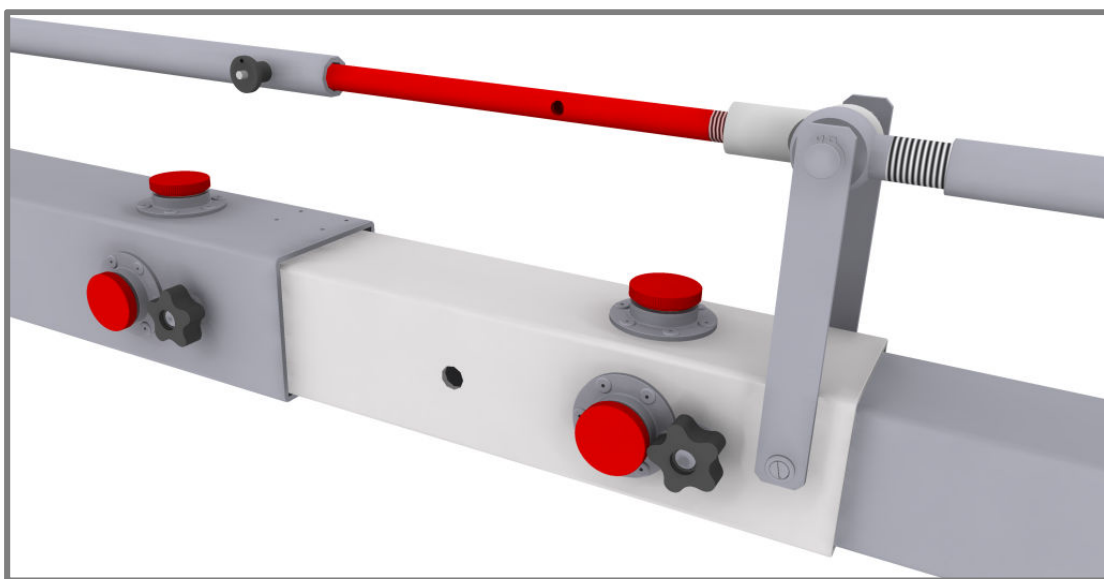
6.2.7. Vedení kamerové hlavy - paralelogram

Úhel natočení celé kamerové hlavy musí být stále stejný nezávisle na úhlu naklonění ramene jeřábu. To je zajištěno pomocí kinematického vedení systémem paralelogramu. Vedení je rozděleno na tři části, přičemž první dvě jsou teleskopické délkově nastavitelné stejně jako délky ramene (tj. po 200 mm) o maximální délce 2700 mm.



Obr. 6-2-7-1 Vedení kamerové hlavy

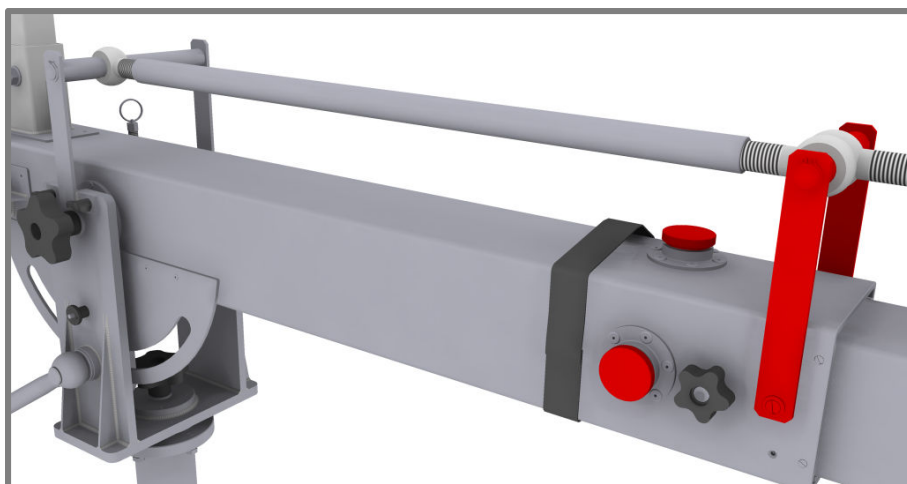
Celé vedení je proti ztrátě vzpěrné stability ve dvou místech kloubově uchyceno k tělu ramene pomocí objímek. Objímky otočně uloženy na ocelových pouzdrech, které jsou pevně přichyceny k třetímu a pátému profilu rámu.



Obr. 6-2-7-2 Vedení kamerové hlavy – teleskopické vedení

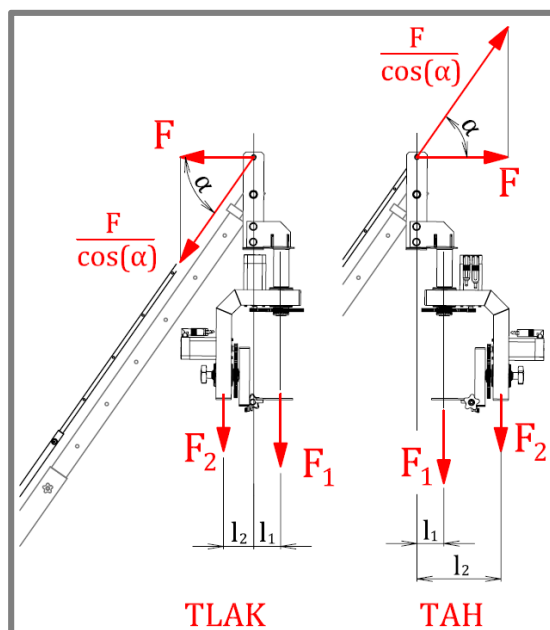
Teleskopické vedení je tvořeno dvěma vzájemně zasouvateľnými profily: trubka 16x3,5 DIN239 a trubka 25x4 ČSN 42 5715.01 z materiálu 11 353. Při montáži se trubkové vedení zašroubuje do matice/šroubu, který je součástí objímky, a poté se pevně zafixuje pomocí zajišťovacího čepu GN 114.1-8-25 o průměru 8 mm od firmy Eles+GANter® [11] (obr. 6-2-7-2).

Pro snadnou a rychlou montáž je poslední (třetí) část vedení kamerové hlavy přichycena pevně ke stojanu jeřábu pomocí křídlových šroubů (obr. 6-2-7-3).



Obr. 6-2-7-3 Vedení kamerové hlavy

Vedení zajišťuje plynulou změnu úhlu kamerové hlavy v závislosti na změně náklonu celého ramene a současně také udržuje hlavu v přímém směru, jelikož těžiště celé hlavy neleží v ose uchycení. Zatížení je proměnné podle náklonu ramene jeřábu $\alpha = (0 \div 55)^\circ$ a podle natočení hlavy – při natočení kamery doprava je vedení zatíženo na tlak, při natočení doleva je zatíženo na tah (obr. 6-2-7-4).



Obr. 6-2-7-4 Vedení kamerové hlavy – schéma

Síla působící v ose otáčení kamery od tíhy kamery a kamerové hlavy je $F_1 = 295 \text{ N}$ na rameni $l_1 = 110 \text{ mm}$ a síla působící mimo osu otáčení od excentrických částí hlavy je $F_2 = 155 \text{ N}$ na rameni $l_2 = 330 \text{ mm}$ (nebo $l_2 = 280 \text{ mm}$). Vedení přenáší zatížení na rameni $l_3 = 145 \text{ mm}$. Dovolené napětí ve střídavém tahu pro materiál 11 353 je $\sigma_D = 60 \text{ MPa}$. Průběh silových poměrů ve vedení v závislosti na změně náklonu ramene (α) vyjadřuje graf 6-2-7-1.

Zatížení v tahu:

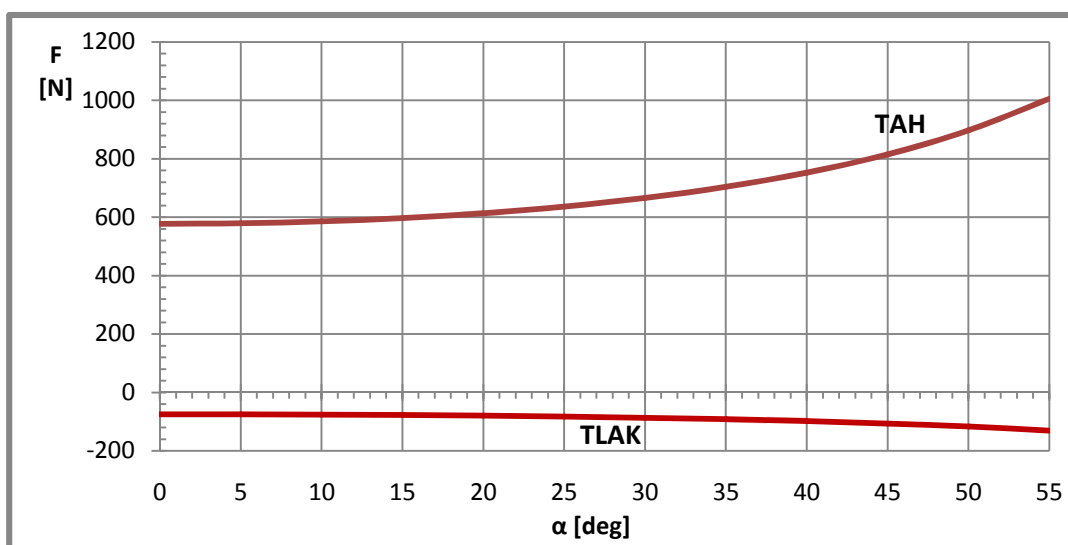
$$F_{\text{tah(max)}} = \frac{F_1 l_1 + F_2 l_2}{l_3} \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right) = \frac{295 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} + 155 \text{ N} \cdot 330 \text{ mm}}{145 \text{ mm}} \left[\frac{1}{\cos(55^\circ)} \right] = 1005,19 \text{ [N]}$$

Zatížení v tlaku:

$$F_{\text{tlak(max)}} = \frac{F_1 l_1 - F_2 l_2}{l_3} \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right) = \frac{295 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} - 155 \text{ N} \cdot 280 \text{ mm}}{145 \text{ mm}} \left[\frac{1}{\cos(55^\circ)} \right] = -131,66 \text{ [N]}$$

kde:

- F_{tlak} [N] - zatížení vedení při natočení hlavy doprava
- F_{tah} [N] - zatížení vedení při natočení hlavy doleva
- F_1 [N] - zatížení od tíhy kamery a kamerové hlavy
- F_2 [N] - zatížení od tíhy excentrické části kamerové hlavy
- l_1 [mm] - rameno síly F_1
- l_2 [mm] - rameno síly F_2
- l_3 [mm] - rameno uložení paralelogramu
- α [°] - úhel náklonu ramene jeřábu



Graf. 6-2-7-1 Vedení kamerové hlavy - průběh sil v závislosti na náklonu (α)

Kontrola na tah

Napětí v tahu:

$$\sigma = \frac{4F_{\text{tah}}}{\pi(D_1^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 1005,19 \text{ N}}{\pi[(16 \text{ mm})^2 - (9 \text{ mm})^2]} = 7,31 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost v tahu

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma} = \frac{60 \text{ MPa}}{7,31 \text{ MPa}} = 8,2 \text{ [-]}$$

Kontrola na vzpěr

Kvadratický moment průřezu:

$$J = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{64} [(16 \text{ mm})^4 - (9 \text{ mm})^4] = 2894,93 [\text{mm}^4]$$

Kritická síla vzpěru:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 E J}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 2894,93 \text{ mm}^4}{(2700 \text{ mm})^2} = 823,06 [\text{N}]$$

Bezpečnost ve vzpěru:

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_{tlak(max)}} = \frac{823,06 \text{ N}}{131,66 \text{ N}} = 6,3 [-]$$

kde:

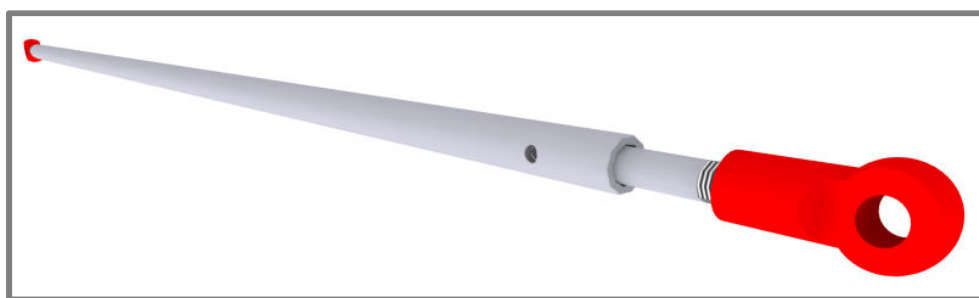
F_{kr} [N] - kritická síla vzpěru u vázaného prutu

J [mm⁴] - kvadratický moment průřezu

l_{red} [mm] - redukovaná délka prutu

Uchycení vedení

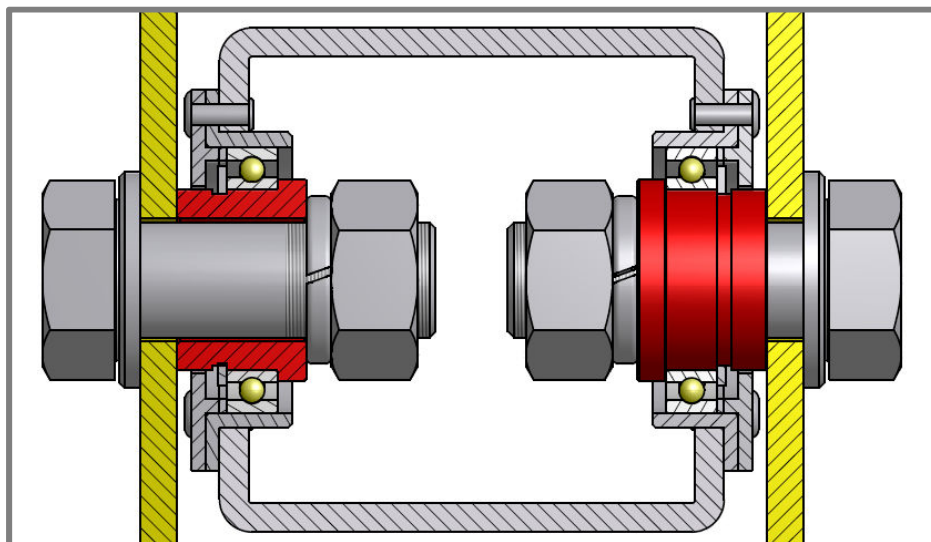
Paralelogram je kloubově spojen s ramenem jeřábu pomocí šroubu s okem GN 1524 – M20x2,5 a matice s okem GN 752 – M16x2 od firmy Eles+GANter [11]. Činná délka závitu matice je $l = 30 \text{ mm}$, střední průměr závitu matice $d_2 = 14,701 \text{ mm}$ a dovolený tlak v závitech $p_D = 15 \text{ MPa}$. Matice bezpečně vyhovuje vůči bezpečnosti v tlaku v závitech.



Obr. 6-2-7-5 Vedení kamerové hlavy – teleskopická část

6.2.8. Uchycení kamerové hlavy k rameni

Kamerová hlava je pro snadnou a rychlou demontáž uchycena dvěma šrouby M16x2. Ty zajišťují spoj silovým styk rámu kamerové hlavy s pouzdry, která jsou uložena v ložiscích prvního profilu ramene (obr. 6-2-8-1). Šroubový spoj je zatížen tíhou od kamerové hlavy ve směru kolmém na osu šroubu $F/2 = 255 \text{ N}$.



Obr. 6-2-8-1 Uchycení kamerové hlavy k rameni

Návrh ložisek

Ložiska navrhována pro trvanlivost $L = 30000 \text{ h}$, což odpovídá zhruba dennímu 8,5 hodinovému provozu po dobu 10 let, při provozu při frekvenci otáčení $n = 20 \text{ min}^{-1}$ a zatížení $F/2 = 225 \text{ N}$.

Výpočet základní dynamické únosnosti:

$$C_{10} = \frac{F}{2} \left(\frac{L n 60}{L_{10}} \right)^{1/a} = 225 \text{ N} \left(\frac{30000 \text{ h} \cdot 20 \text{ min}^{-1} \cdot 60}{10^6} \right)^{1/3} = 742,93 \text{ [N]}$$

Pro danou konstrukci volena ložiska SKF 61805 [10] se statickou únosností $C_0 = 2,6 \text{ kN}$

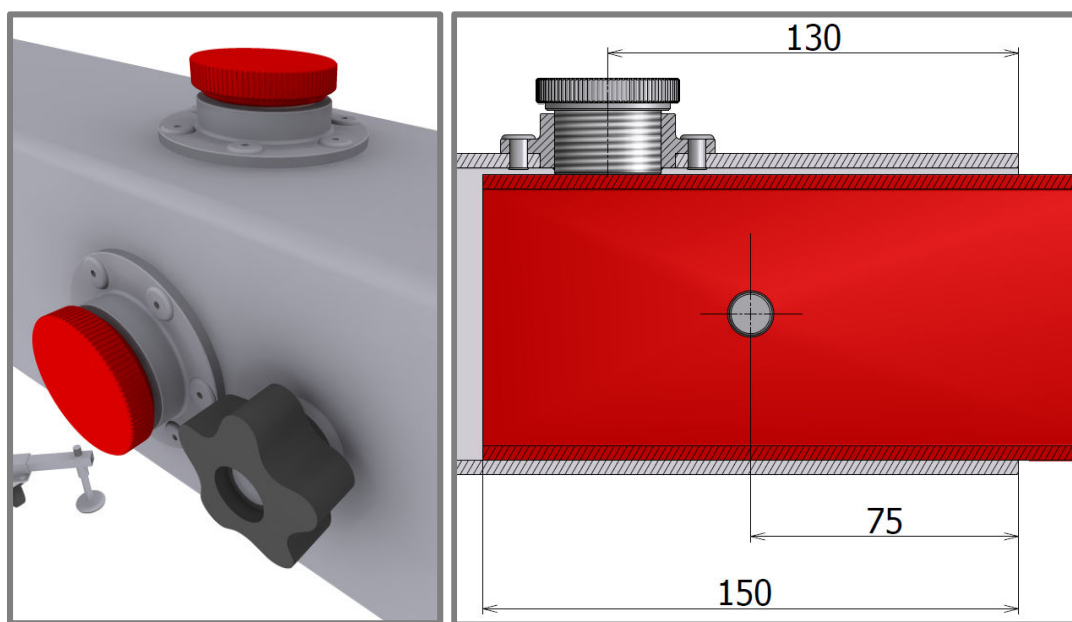
kde:

C_{10}	[N]	- základní dynamická únosnost
C_0	[N]	- základní statická únosnost ložiska
a	[-]	- exponent funkce základní trvanlivosti ložiska $\log L = f(\log F)$
F_A	[N]	- radiální zatížení ložiska
L	[h]	- požadovaná základní trvanlivost
L_{10}	[-]	- základní výpočtová trvanlivost ložiska
n	$[\text{min}^{-1}]$	- požadovaná frekvence otáčení

6.2.9. Spoj profilů ramene

Jednotlivé profily ramene jsou navzájem od sebe velikostně odstupňovány tak, že vůle mezi vnitřním a vnějším profilem je v horizontálním i vertikálním směru 2 mm. Tato vůle je v obou směrech vymezena přitlačným šroubem. Profily jsou do sebe zasunuty délkou 150 mm, přičemž profily 1 a 3 lze délkově nastavit pomocí sedmi otvorů vzájemně vzdálených po 200 mm.

Vzájemná poloha dvou profilů je fixována čepem o průměru 12 mm, který je na obou stranách jištěn hvězdicovou maticí M12 pro ruční utahování [11]. Jednotlivé otvory pro čep jsou při výrobě svrtány dohromady při společném zasunutí profilů do sebe. Vůle mezi profily je vymezena šroubem M30x2 s rýhováním pro ruční dotahování. Šroub je namáhán při maximálním vysunutí ramene v místě největšího ohybového momentu silou 22 kN. Z důvodu velkých tlaků v závitu je šroub zašroubován do matice pro zvýšení počtu činných závitů spoje. Matice je přinýtovaná trhacími nýty k profilu ramene (obr. 6-2-9-1).

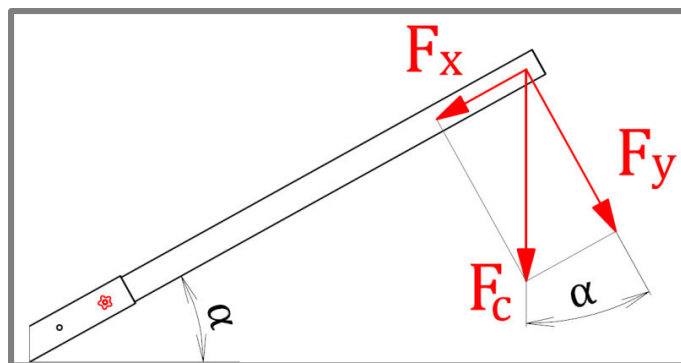


Obr. 6-2-9-1 Spoj profilů ramene

Ustavovací čep určuje vzájemnou polohu profilů a po správném vymezení vůlí přenáší pouze zatížení v ose ramene, které vzniká při náklonu ramene. Spojovací čep je namáhán na střih a tlak při naklápění ramene (obr. 6-2-9-1).

Namáhání čepu (zatížení v ose x ramene)

Spoje profilů jsou zatíženy v závislosti na naklápění ramene (α). Maximální namáhání čepu na střih a tlak nastává při mezních polohách ramene ($\alpha = 55^\circ$) (viz graf. 6-2-9-1).



Obr. 6-2-9-2 Spoj profilů ramene – zatížení

Vertikální zatížení ramene:

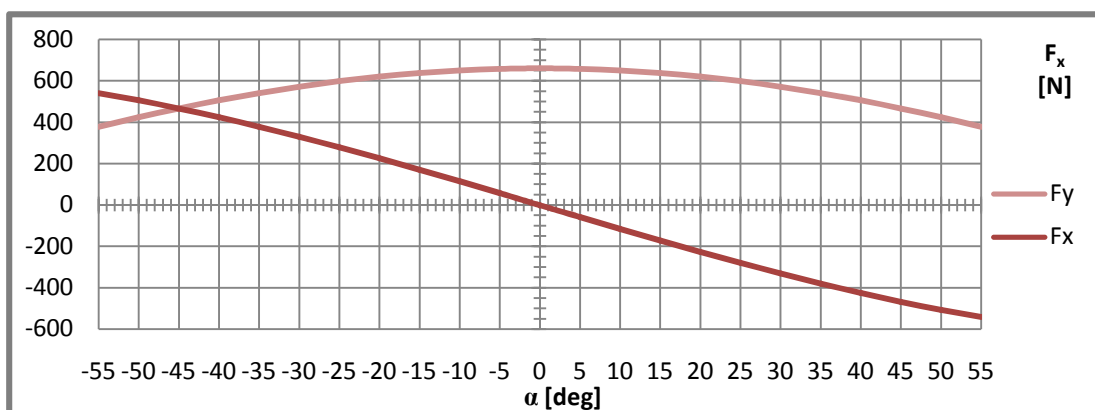
$$F_c = F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d \text{ [N]}$$

$$F_c = 450 \text{ N} + (0,029 + 0,033 + 0,037 + 0,042) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 1500 \text{ mm} = 660,74 \text{ [N]}$$

Zatížení spojů ramene (v ose x ramen):

$$F_x = F_c \cdot \sin \alpha \text{ [N]}$$

$$F_{x(\max)} = F_c \cdot \sin \alpha_{\max} = 660,74 \text{ N} \cdot \sin 55^\circ = 541,24 \text{ [N]}$$

Graf. 6-2-9-1 Spoje ramene – namáhání v závislosti na náklonu ramene (α)

Výpočet spoje na tlak

Čep o průměru $d = 12 \text{ mm}$ přenáší maximální střídavé zatížení v ose ramene $F_x = 541,24 \text{ N}$. Dovolené napětí v tlaku je u hliníku $p_D = 50 \text{ MPa}$.

Napětí ve smyku:

$$p = \frac{4F_x}{idt} = \frac{4 \cdot 541,24 \text{ N}}{2 \cdot 12 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}} = 22,55 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost na otláčení:

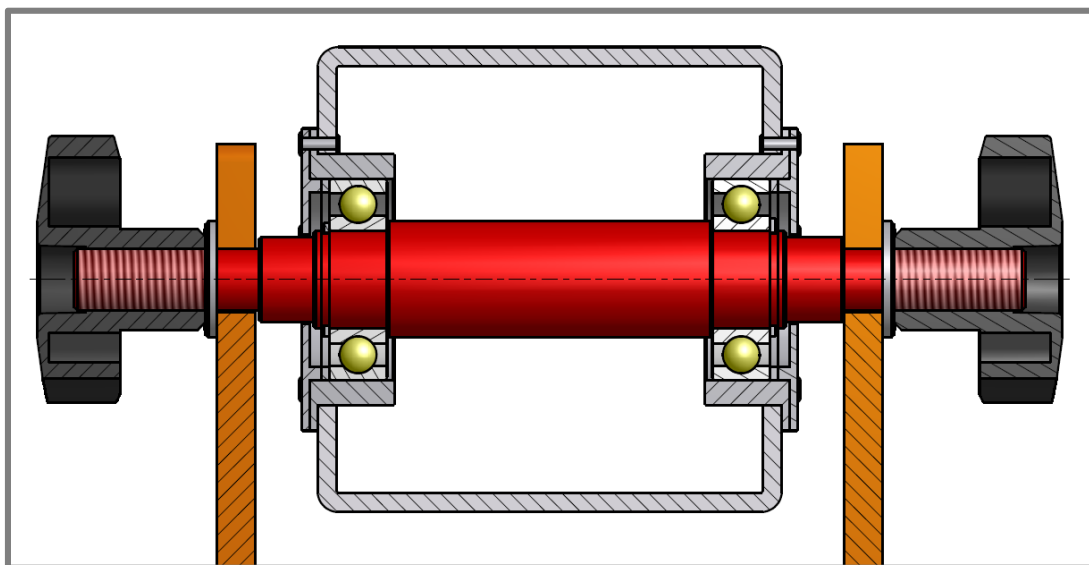
$$k = \frac{p_D}{p} = \frac{50 \text{ MPa}}{22,55 \text{ MPa}} = 2,2 \text{ [-]}$$

kde:

k	[mm]	- bezpečnost v tlaku
d	[mm]	- průměr čepu
F_x	[N]	- síla v ose ramene
F_C	[N]	- celková vertikální síla působící na rameno
i	[-]	- počet ploch
t	[mm]	- tloušťka profilu
q	[-]	- liniové zatížení
α	[°]	- úhel náklonu ramene
p	[MPa]	- napětí v tlaku
p_D	[MPa]	- dovolené napětí v tlaku hliníku

6.2.10. Uložení ramene ve stojanu

Celé jeřábové rameno je uloženo otočně na hřídeli mezi ložisky, která jsou nalisována do pouzder přinýtovaných k profilu ramene (obr. 6-2-10-1). Hřídel je uložena ve stojanu a na obou stranách jištěna šroubovým spojem se silovým stykem. Spoj je pro jednoduchou montáž opatřen hvězdicovou maticí pro ruční utahování.



Obr. 6-2-10-1 Uchycení ramene do stojanu

Ložiska

Ložiska jsou navrhována pro trvanlivost $L = 30000$ h, což odpovídá zhruba dennímu 8,5 hodinovému provozu po dobu 10 let, při provozu s frekvencí otáčení $n = 20 \text{ min}^{-1}$ přenášející zatížení od: tíhy závaží ($G = 2150 \text{ N}$), kamerové hlavy s kamerou ($F = 450 \text{ N}$) a vlastní tíhy profilů ramene (q_1 až q_5).

Zatížení ložiska

$$F_r = \frac{1}{i} [F + (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)l + q_6 f + G] \text{ [N]}$$

$$F_r = \frac{1}{2} \left[450 \text{ N} + (0,029 + 0,033 + 0,037 + 0,042 + 0,051) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 1500 \text{ mm} + 0,042 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 750 \text{ mm} + 2150 \text{ N} \right] = 1458,71 \text{ [N]}$$

Výpočet základní dynamické únosnosti:

$$C_{10} = F_r \left(\frac{L n_{60}}{L_{10}} \right)^{1/a} = 1458,71 \text{ N} \left(\frac{30000 \text{ h} \cdot 20 \text{ min}^{-1} \cdot 60}{10^6} \right)^{1/3} = 4816,55 \text{ [N]}$$

Volena ložiska 6205 ETN9 se statickou únosností $C_0 = 9,8 \text{ kN}$ [10].

kde:

C_{10} [N] - základní dynamická únosnost

C_0 [N] - základní statická únosnost ložiska

a [-] - exponent funkce základní trvanlivosti ložiska $\log L = f(\log F)$

F_r [N] - radiální zatížení ložiska

i [-] - počet ložisek

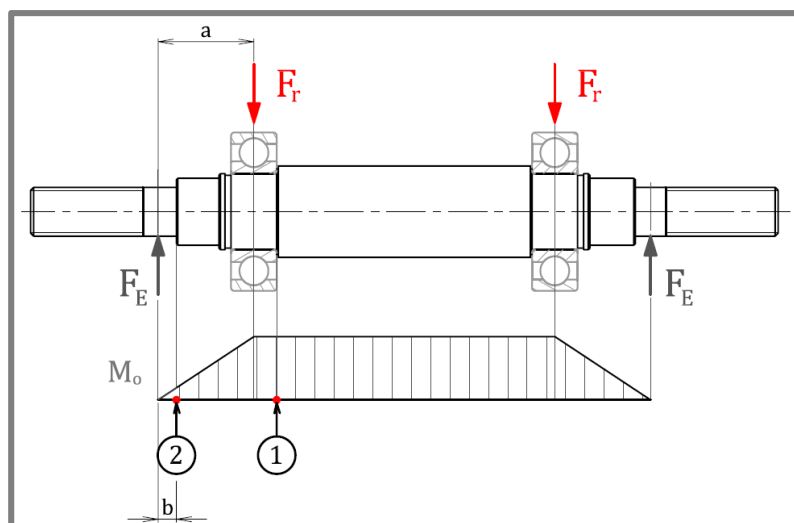
L [h] - požadovaná základní trvanlivost

L_{10} [-] - základní výpočtová trvanlivost ložiska

n [min^{-1}] - požadovaná frekvence otáčení

Hřídel

Hřídel je pevně spojena se stojanem a je zatížena symetricky dvěma silami od ložisek $F_r = 1458,71 \text{ [N]}$. Hřídel je kontrolována na ohyb ve dvou kritických místech osazení (obr. 6-2-10-2).



Obr. 6-2-10-2 Uchycení ramene do stojanu – hřídel

Reakce

$$F_E = F_r = 1458,71 \text{ [N]}$$

Součinitele vrubu β (Heywoodem modifikovaný Neuberův vztah):

$$\beta_{\sigma(1)} = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma 1} - 1) \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma 1} \sqrt{r_1}}} = \frac{2,4}{1 + \frac{2(2,4 - 1) \sqrt{(139/600) \text{ mm}^{0,5}}}{2,4 \sqrt{0,5 \text{ mm}}}} = 1,736 [-]$$

$$\beta_{\sigma(2)} = \frac{\alpha_{\sigma 2}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma 2} - 1) \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma 2} \sqrt{r_2}}} = \frac{2,6}{1 + \frac{2(2,6 - 1) \sqrt{(139/600) \text{ mm}^{0,5}}}{2,6 \sqrt{0,5 \text{ mm}}}} = 1,853 [-]$$

kde:

- β_{σ} [-] - součinitel vrubu pro ohyb
- α_{σ} [-] - součinitel tvaru pro ohyb
- r [mm] - poloměr křivosti v kořeni vrubu
- \sqrt{a} [mm^{1/2}] - Heywoodův parametr

Nominální ohybové napětí:

$$\sigma_{o \text{ nom}(1)} = \frac{M_{o(1)}}{W_{o(1)}} = \frac{32 F_E a}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 1458,71 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm}}{\pi (25 \text{ mm})^3} = 33,283 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{o \text{ nom}(2)} = \frac{M_{o(2)}}{W_{o(2)}} = \frac{32 F_E b}{\pi d_2^3} = \frac{32 \cdot 1458,71 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm}}{\pi (16 \text{ mm})^3} = 36,275 \text{ [MPa]}$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{o \text{ max}(1)} = \beta_{\sigma(1)} \sigma_{o \text{ nom}(1)} = 1,736 \cdot 33,283 = 57,779 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{o \text{ max}(2)} = \beta_{\sigma(2)} \sigma_{o \text{ nom}(2)} = 1,853 \cdot 36,275 = 67,218 \text{ [MPa]}$$

kde:

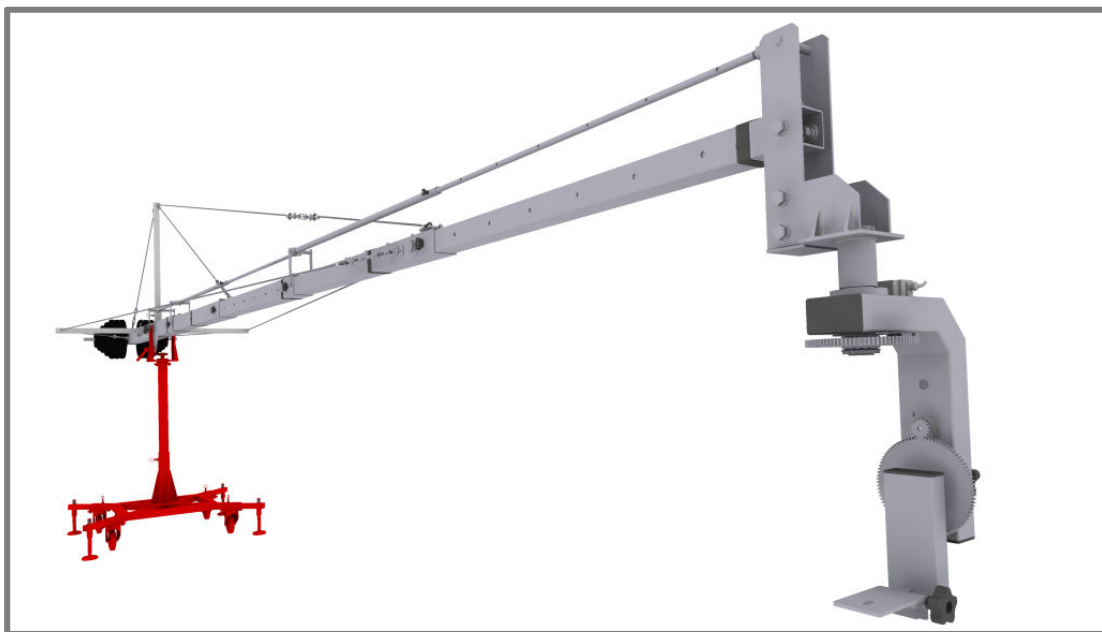
- $\sigma_{o \text{ max}}$ [MPa] - maximální napětí
- $\sigma_{o \text{ nom}}$ [MPa] - nominální napětí v místě vrubu
- β_{σ} [-] - součinitel vrubu pro ohyb

Bezpečnost v ohybu:

$$k = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{180 \text{ MPa}}{67,218 \text{ MPa}} = 2,7 [-]$$

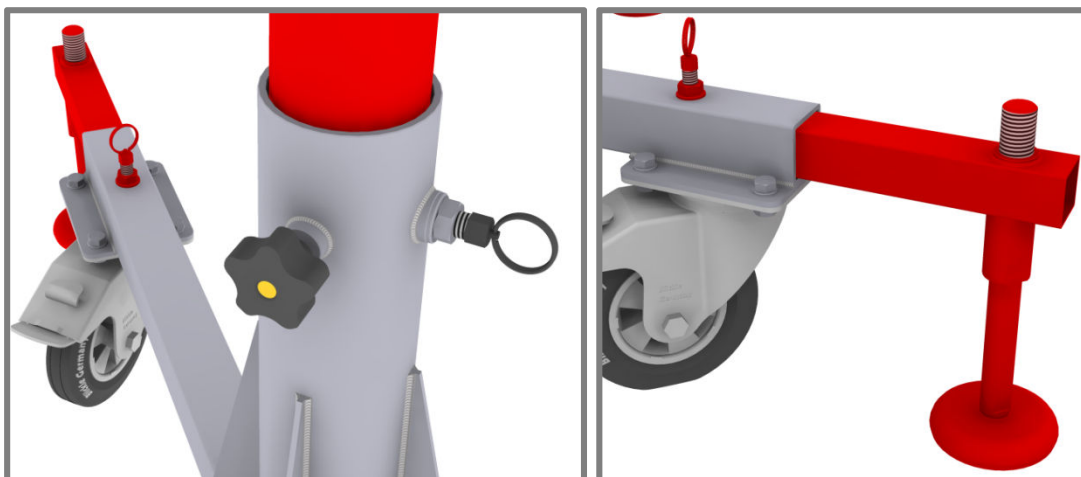
6.3. Stojan

Stojan umožňuje otáčení ramene jeřábu vůči vertikální ose v celém rozsahu 360° a naklání ramene vůči horizontální ose v rozmezí úhlu $\alpha = \pm 55^\circ$ (obr. 6-3-1-1). Pro snadnou manipulaci při převozu kamerového jeřábu je konstrukce demontovatelná. Základ stativu se skládá z otočného lože, které je přišroubováno ke stožáru, jehož základ tvoří trubkový profil 70x8 z materiálu 11 353 normy ČSN EN 42 5715.01 [14].



Obr. 6-3-1-1 Stativ kamerového jeřábu

Stožár je zasunut do pojezdného stativu. Vzájemná poloha stožáru a pojezdného stativu je kotvena pružinovým pístkem GN 717, a vůle mezi stativem a stožárem je vymezena dotažením šroubu s hvězdicovou hlavou pro ruční utahování VCT.p od firmy Eles+GANTER [11] (obr. 6-3-1-2).



Obr. 6-3-1-2 Stativ – spoj

Základní kostru pojízdného stativu tvoří svařenec z ocelových čtvercových profilů 50x4 materiálu 11 375 ČSN EN 10219-2 a trubka, která je kotvena žebry. Pro snadnou manipulaci se sestaveným stojanem jsou ke stativu přišroubovány otočná kola s brzdou se standardní celogumovou obroučí a termoplastickým gumovým běhounem (kód L-VPP 160G-FI) od firmy Blickle s nosností 135 kg [20]. Pro zvýšení stability celé konstrukce je každá noha opatřena prodlužovacími patkami s polohovací nohou GN 341 [11], která po jejím vytažení fixuje správnou polohu jeřábu a zvyšuje stabilitu celé konstrukce (obr. 6-3-1-3).

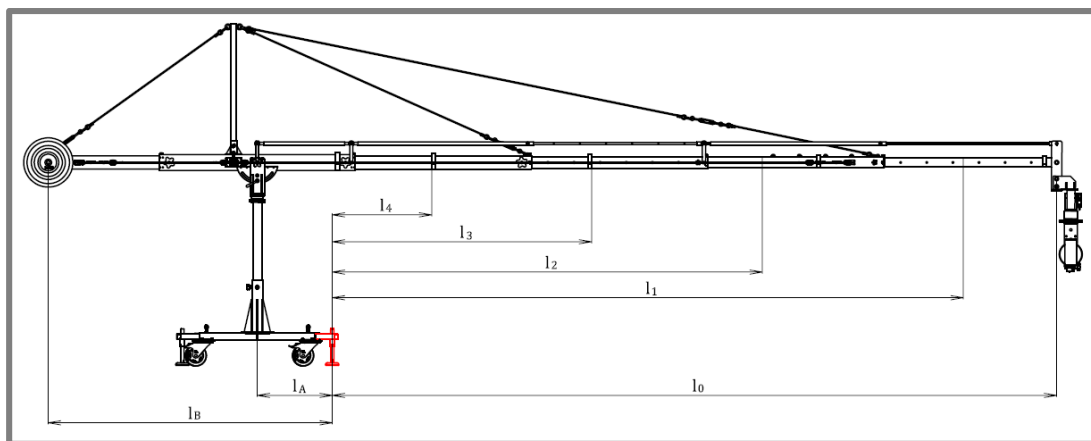


Obr. 6-3-1-3 Stojan - konstrukce

6.3.1. Analýza stability

Stojan musí zajišťovat, aby při změně nastavení délky ramene nedošlo k převážení celé soustavy a k následnému nebezpečí poškození kamery. Z toho důvodu je stojan pro bezpečné ukotvení opatřen přídatnými polohovacími nohami, které zvětšují pevnou základu jeřábu a zamezí případnému nežádoucímu pohybu jeřábu během natáčení.

Výpočet pro zjištění potřebné minimální hmotnosti závaží nutné k tomu, aby se celá soustava nepřevážila, vychází z momentové věty. Délky jednotlivých ramen od polohovací nohy při nejdelší poloze ramene jsou $l_0 = 5,5$ m, $l_1 = 4,8$ m, $l_2 = 3,5$ m, $l_3 = 2,1$ m, $l_4 = 0,8$ m a vzdálenost osy stojanu $l_A = 0,6$ m a tíhy $G_A = 300$ [N] (obr. 6-3-1-1).



Obr. 6-3-1-1 Stojan – stabilita

Minimální velikost protizávaží potřebná k tomu, aby nedošlo k převážení jeřábu během nastavování délky ramene.

$$m = \frac{Fl_0 + (q_1l_1 + q_2l_2 + q_3l_3 + q_4l_4)L - G_A l_A}{l_{Bg}} \quad [\text{kg}]$$

$$m_0 = 134,7 \quad [\text{kg}]$$

kde:

F [N] - tíha kamerové hlavy

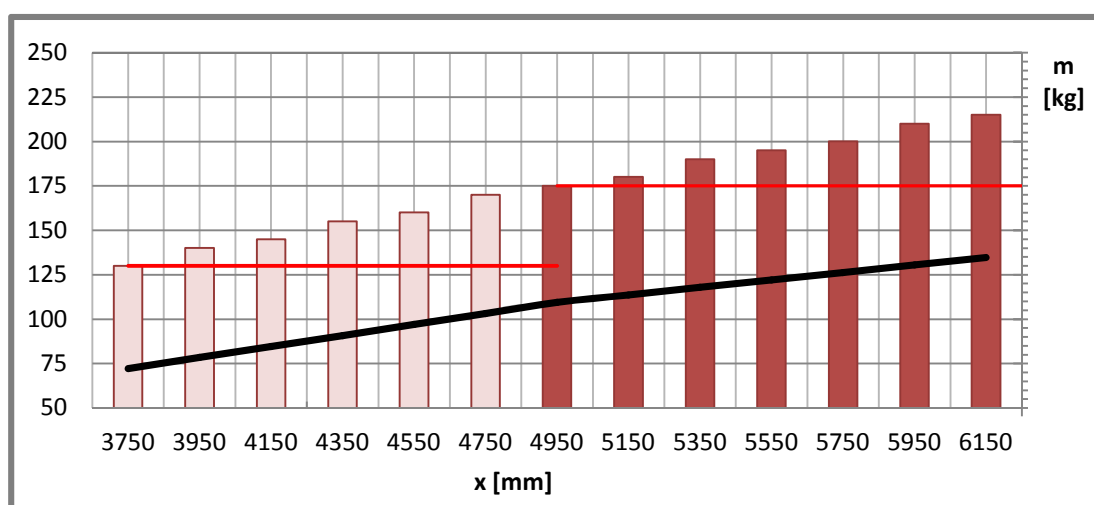
G_A [N] - tíha stojanu

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - gravitační zrychlení

q [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] - liniové zatížení profilu

l_A [m] - vzdálenost působení tíhy stojanu

l_B [m] - vzdálenost působení tíhy závaží

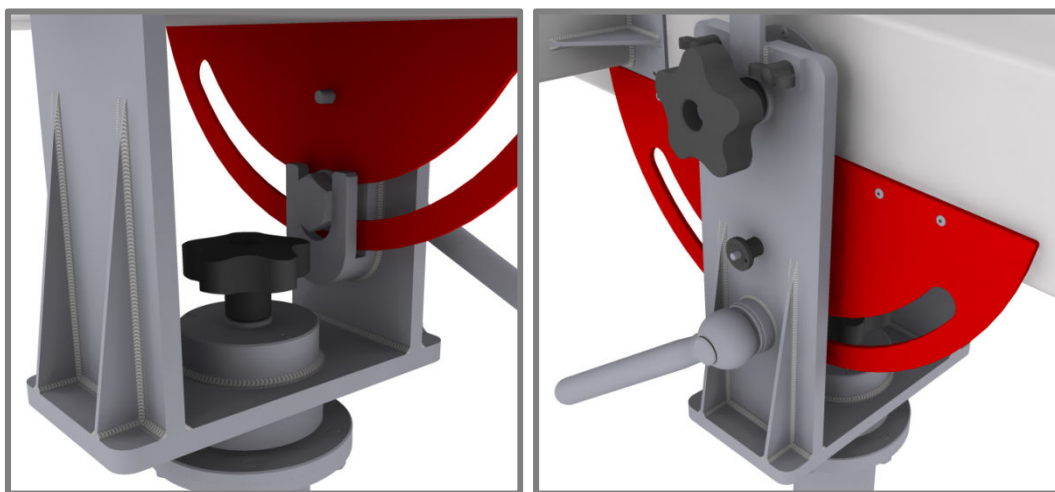


Graf. 6-3-1-1 Porovnání velikostí závaží pro vyvážení ramene (červeně) a vyvažování celé konstrukce

Graf 6-3-1-1 znázorňuje průběh minimální potřebné hmotnosti protizávaží (černě), které zamezují převážení celého jeřábu, a hmotnosti protizávaží pro vyvážení jednotlivých délek ramene (červeně – viz graf 6-2-3-1). Z výpočtu vyplývá, že největší minimální potřebná hmotnost protizávaží (při nejdelší nastavené délce ramene jeřábu) činí $m_0 = 134$ kg, což je přibližně i hodnota hmotnosti závaží pro vyvážení nejkratší délky ramene. K převážení soustavy tak během změny délky ramene nedojde, pokud bude minimální hmotnost závaží 135 kg.

6.3.2. Bezpečnostní prvky

Důležitým bezpečnostním prvkem jeřábu je brzda. Vymezuje maximální polohy naklonění ramene jeřábu, a chrání tak kamerovou hlavu proti kolizi s tělem jeřábu. Současně umožňuje obsluze jeřábu při filmování aretovat polohu naklonění ramene. Brzda je tvořena diskem, který je přinýtován k profilu ramene a který obsahuje výřez pro přítláčný šroub. Šroub společně s upínací pákou s vnitřním závitem vytváří silový spoj mezi brzdícím diskem a stojanem. Během nastavování délky ramen je z bezpečnostních důvodů ještě možno rameno při nulovém náklonu ramene ($\alpha = 0^\circ$) zajistit čepem (obr. 6-3-2-1).



Obr. 6-3-2-1 Brzda

Šroubový spoje brzdy

Pro zvýšení bezpečnost fixace naklání ramene jeřábu při nastavování jeho délky je nutné, aby byla minimální hmotnost protizávaží:

- $m = 175$ [kg] při nastavování délky prvního profilu
- $m = 130$ [kg] při nastavování délky třetího profilu (viz graf. 6-3-1-1).

Pak maximální zatížení šroubového spoje činí $F_0 = 3$ [kN]

Silový spoj mezi brzdou a stojanem je tvořen šroubem M20 x 2,5 s jednoduchým metrickým závitem z oceli s dolní mezí kluzu $R_{eL} = 400$ MPa pevnostní třídy 5.8 (dle normy ČSN EN ISO 898-1) a upínací pákou velikosti $R = 152$ mm. Matice má výšku $H_1 = 31$ mm a dovolený tlak v závitech matice je $p_D = 40$ MPa. Součinitel tření mezi třecími plochou brzdy a podložkou šroubu je $\mu = 0,25$ (ocel-ocel). Součinitel tření v závitech mezi materiálovou dvojicí šroub-matice je $f = 0,15$.

Tab. 6-3-2-1 Spoj brzdy a stojanu – rozměry závitu [2]

Rozměr závitu	Označení	[mm]
Rozteč šroubu	P_h	2,500
Velký průměr závitu šroubu	d	20,000
Střední průměr závitu šroubu	d_2	18,376
Malý průměr závitu matice	D_1	17,294
Malý průměr závitu šroubu	d_3	16,933

Zatížení – obvodová síla:

$$F_o = 300 \text{ [N]}$$

Potřebná přitlačná síla – síla působící v ose šroubu:

$$F_p = \frac{F_o}{\mu} = \frac{3000 \text{ N}}{0,25} = 12000 \text{ [N]}$$

Potřebný utahovací moment:

$$M = \frac{F_p d_2}{2} \left(\frac{P_h \cos(\alpha/2) + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos(\alpha/2) - f P_h} \right)$$

$$M = \frac{12000 \text{ N} \cdot 18,376 \text{ mm}}{2} \left(\frac{2,5 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) + \pi \cdot 0,15 \cdot 18,376 \text{ mm}}{\pi \cdot 18,376 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ) - 0,15 \cdot 2,5 \text{ mm}} \right) = 24051,953 \text{ [Nmm]}$$

Velikost utahovacího momentu obsluhy:

$$M_u = F_{\text{hand}} R = 300 \text{ N} \cdot 152 \text{ mm} = 45600 \text{ [Nmm]}$$

Bezpečnost proti prokluzu:

$$k_M = \frac{M_u}{M} = \frac{45600 \text{ Nmm}}{24051,953 \text{ Nmm}} = 1,8 \text{ [-]}$$

Normálové tahové napětí v ose šroubu:

$$\sigma = \frac{4 F_p}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 12000 \text{ N}}{\pi \cdot (16,933 \text{ mm})^2} = 53,29 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí od utahovacího momentu:

$$\tau = \frac{16 M}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 24051,953 \text{ Nmm}}{\pi \cdot (16,933 \text{ mm})^3} = 25,23 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí podle podmínky HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(53,29 \text{ MPa})^2 + 3(25,23 \text{ MPa})^2} = 68,91 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{R_{eL}}{\sigma_{red}} = \frac{400 \text{ MPa}}{68,91 \text{ MPa}} = 5,8 [-]$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)n_z} = \frac{4F_p}{\pi(d^2 - D_1^2)\frac{H_1}{P_h}} = \frac{4 \cdot 12000 \text{ N}}{\pi[(20 \text{ mm})^2 - (17,294 \text{ mm})^2]\frac{31 \text{ mm}}{2,5 \text{ mm}}} = 12,21 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost vůči otlačení v závitech:

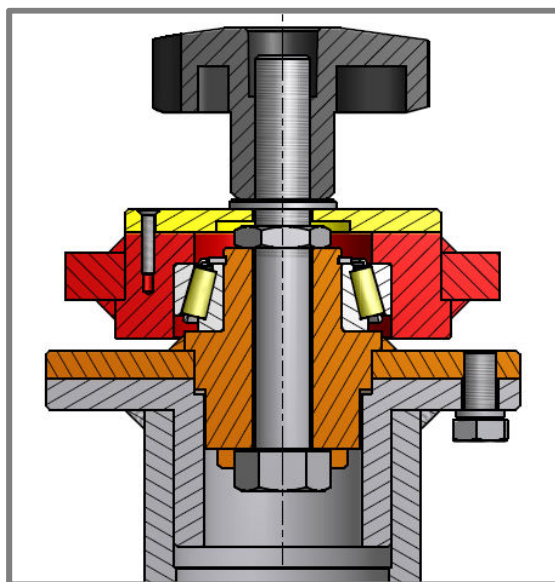
$$k_p = \frac{p_D}{p} = \frac{40 \text{ MPa}}{12,21 \text{ MPa}} = 3,3 [-]$$

kde:

d	[mm]	- velký průměr závitu šroubu
d_2	[mm]	- střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr závitu šroubu
D_1	[mm]	- malý průměr závitu matice
f	[-]	- součinitel tření v závitech
F_o	[N]	- obvodová síla
F_p	[N]	- síla v ose šroubu
i	[-]	- počet opěrných ploch
k_M	[-]	- bezpečnost vůči prokluzu
k_p	[-]	- bezpečnost vůči otlačení v závitech
k	[-]	- bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
M	[Nmm]	- utahovací moment
M_u	[Nmm]	- ruční utahovací moment
n_z	[-]	- počet činných závitů
p	[MPa]	- tlak v závitech
R	[mm]	- rameno páky
R_{eL}	[MPa]	- dolní mez kluzu
σ	[MPa]	- tahové napětí v ose šroubu
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí podle podmínky HMH
τ	[MPa]	- napětí v krutu
μ	[-]	- součinitel tření v opěrných plochách
P_h	[mm]	- rozteč závitu

6.3.3. Otáčení ramene

Lože stojanu je uloženo na kuželíkovém ložisku. Ložisko je zatíženo axiální silou F_a , která je rovna celkové tíze ramene, a radiální silou F_r , která vzniká účinkem tíhy ramene při jeho naklápění (graf. 6-3-3-1). Otočné lože je přichyceno ke stožáru stojanu pomocí šroubu a hvězdicové matice, jejímž dotažením lze aretovat polohu natočení ramene vůči stožáru (obr. 6-3-2-1).



Obr. 6-3-2-1 Uložení otočného lože ve stožáru

Ložisko

Lože stojanu má maximální frekvenci otáčení $n = 20 \text{ min}^{-1}$. Pro průměr hřídele 30 mm bylo vybráno jednořadé kuželíkové ložisko SKF typu 32006 X/Q s dynamickou únosností $C = 35,8 \text{ [kN]}$ a s výpočtovými součiniteli $X = 1,4$ a $Y = 0,8$ [10].

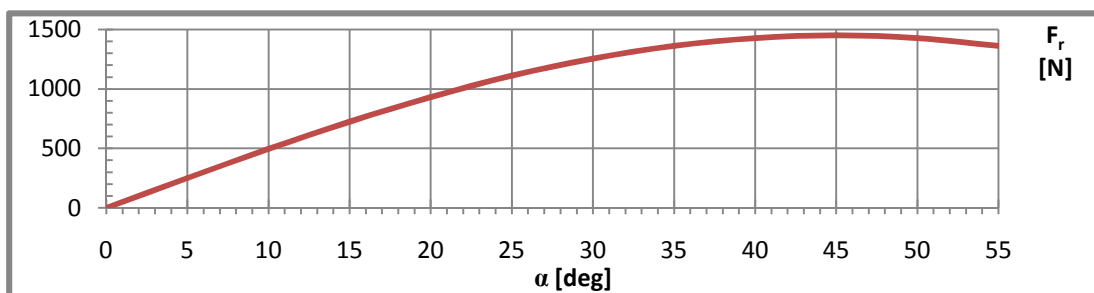
- Axiální síla v ložisku:

$$F_a = F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d + q_5 (2e) + q_6 f + G_{\max} = 2900 \text{ [N]}$$

- Radiální síla v ložisku:

$$F_r(\alpha) = [F + q_1 a + q_2 b + q_3 c + q_4 d + q_5 (2e) + q_6 f + G_{\max}] \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$

$$F_{r(\max)}(\alpha = 45^\circ) = 1450 \text{ [N]}$$



Graf. 6-3-3-1 Zatížení ložisek v závislosti na naklonění ramene jeřábu

- Axiální zatížení ložiska:

$$F_a = \frac{0,47(F_r/2)}{K_B} + F_a = \frac{0,47 \cdot 1450 \text{ N}}{1,36} + 2900 = 3401,1 \text{ [N]}$$

- Dynamické radiální ekvivalentní zatížení:

$$P = XF_{rB} + YF_{aB} = 1,4 \cdot 1450 \text{ N} + 0,8 \cdot 3401,1 \text{ N} = 4750,9 \text{ [N]}$$

- Požadovaná trvanlivost:

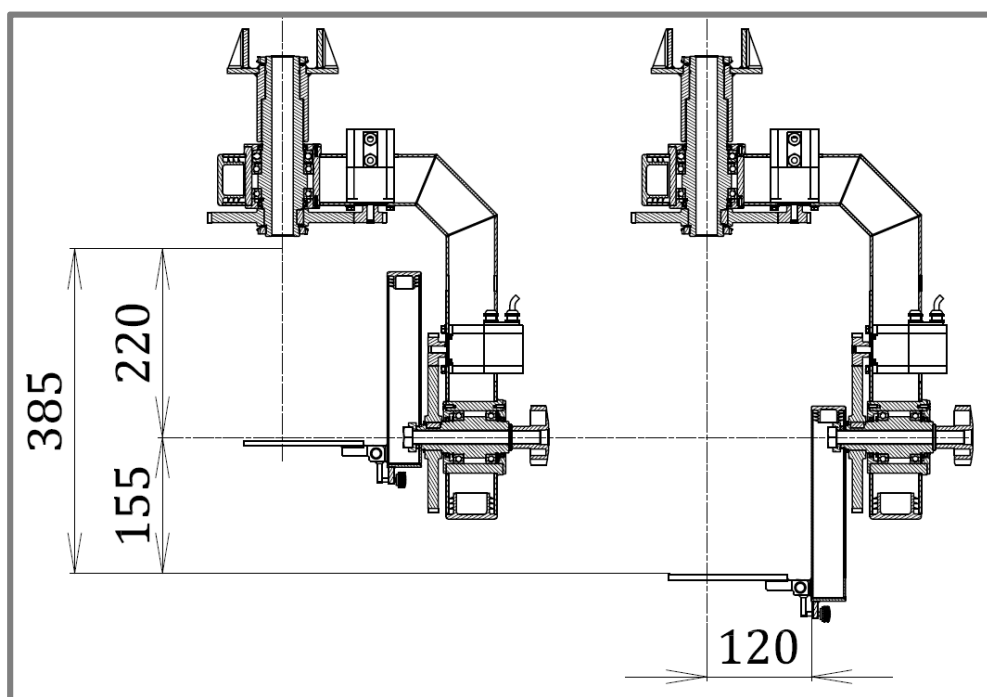
$$L_D = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^a = \frac{10^6}{60 \cdot 20 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{35,8 \text{ kN}}{4,75 \text{ kN}} \right)^3 = 356570 \text{ [h]}$$

kde:

P	[N]	- dynamické radiální ekvivalentní zatížení
F_r	[N]	- radiální zatížení ložiska
F_a	[N]	- axiální zatížení ložiska
C	[N]	- dynamická únosnost ložiska
X	[-]	- výpočtový součinitel dynamického radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	- výpočtový součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska

7. ZÁVĚR – KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ A EKONOMICKÝ ROZBOR ŘEŠENÍ

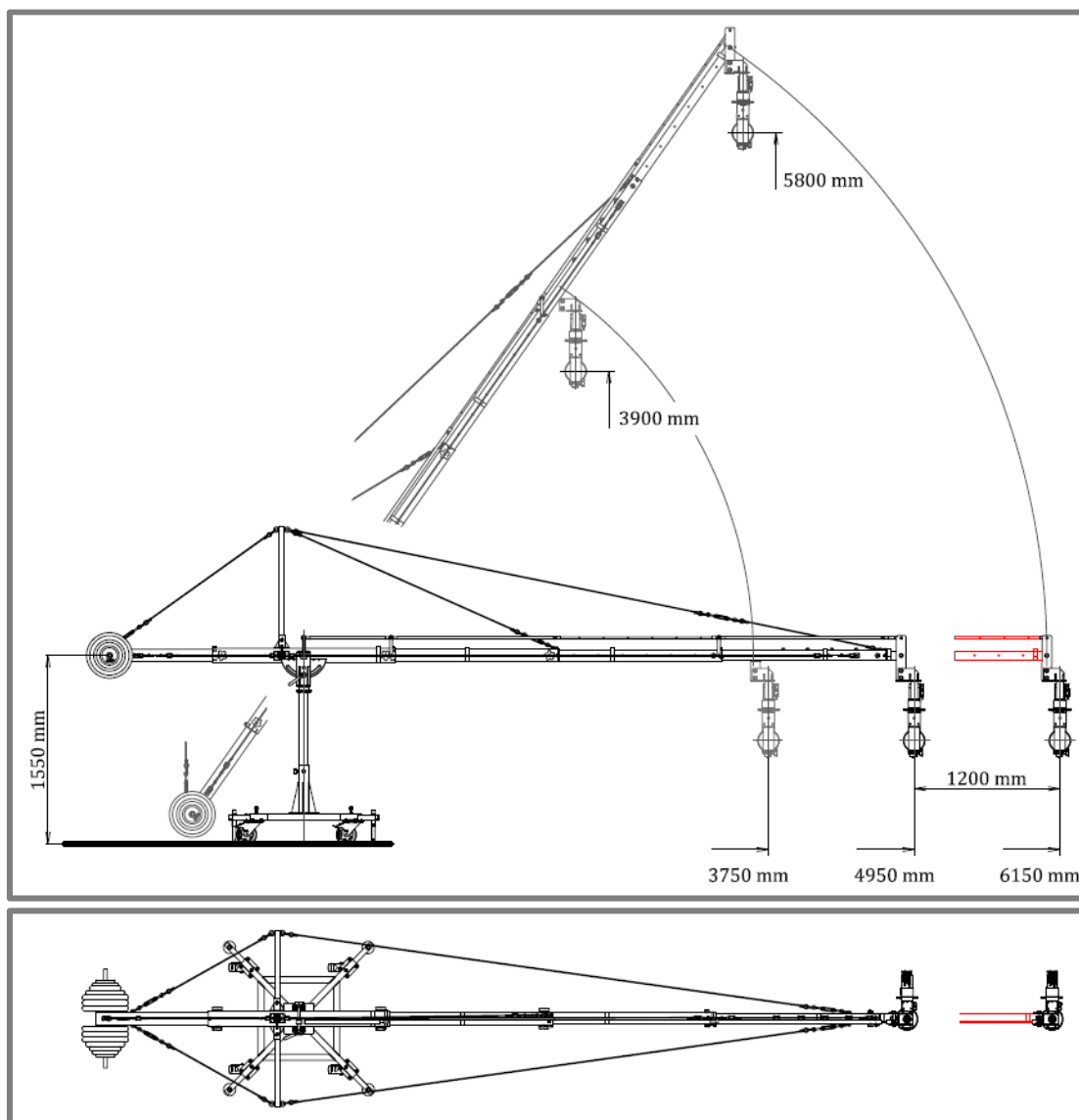
Byla navržena kamerová hlava, která umožňuje plynulé otáčení kamery ve dvou nezávislých osách v plném rozsahu úhlu 360° kolem vertikální i horizontální osy maximálními otáčkami 20 min^{-1} . Konstrukce umožňuje délkové nastavení polohy ohniska kamery v rozmezí 155 mm a úhlové nastavení sklonu kamery díky výkyvné desce (obr. 7-1).



Obr. 7-1 Kamerový hlava

Návrhem bylo dosaženo optimálního řešení jeřábového ramene s měnitelnou délkou po 200 mm v rozsahu 3,75 až 6,15 m, s možností naklápění ramene $\pm 55^\circ$ a otáčení kolem osy stojanu v plném úhlu 360° (obr. 7-2).

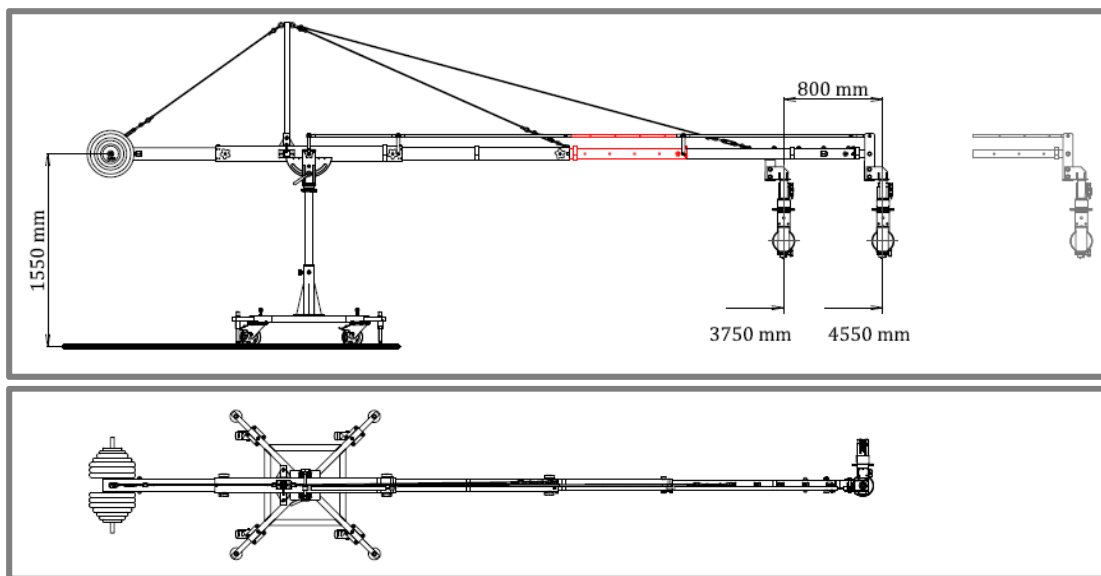
Rameno jeřábu je tvořeno pěti uzavřenými čtvercovými profily z hliníku o délce 1,5 m, které jsou vůči sobě teleskopicky uspořádán tak, že délku ramene lze měnit pomocí zasouvání a vysouvání prvního a třetího profilu. Vzájemnou polohu profilů vůči sobě lze libovolně měnit pomocí otvorů rozmístěných ve vzdálenostech po 200 mm. Z důvodu dosažení lehké konstrukce (a tedy snadné manipulace a přepravy) byl zvolen jako základní materiál ramene hliník. Veškeré pevné spoje s hliníkovými profily jsou nýtovány trhacími nýty. Jednoduchá a rychlá montáž celé konstrukce je zaručena pomocí použití zabezpečovacích rychloupínacích pružinových pístků a čepů nebo pomocí užití rozebíratelných závitových spojů s hvězdicovými maticemi pro ruční utahování.



Obr. 7-2 Kamerový jeřáb – délkové nastavení ramene (varianta lana A)

Kvůli příliš velkým deformacím hliníkových profilů ve vertikální i horizontálním směru jsou profily kotveny pomocí ocelových lan, které zamezují nežádoucímu průhybu ramene a vytvářejí tak dostatečně tuhou konstrukci. V závislosti na změně délky ramene je nutné měnit i délku ocelového kotevního lana. Z toho důvodu byly pomocí deformační analýzy stanoveny průběhy deformací ramene pro různé způsoby ukotvení, a byla tak nalezena optimální varianta, která umožňuje poměrně jednoduchý způsob kotvení a současně dovoluje deformace ramene nepřekračující přípustnou hranici. Ocelové kotevní lano má pak pouze dvě nastavitelné délky, z nichž první (delší) varianta dovoluje nastavování délky ramene pomocí prvního profilu (obr. 7-2) a druhá (kratší) varianta lana pak umožňuje nastavení délky ramene posouváním třetího profilu (obr. 7-3).

Analytický výpočet deformací ramene byl prováděn pomocí integrace diferenciálních rovnic průhybové čáry ramene (diferenciální přístup) a následně byly tyto výsledky ověřeny kontrolním výpočtem MKP v programu ANSYS Workbench v. 11. Výpočet horizontálního zatížení od setrvačných sil a síly větru byl zpracován dle normy ČSN 27 0103 „Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů“ [7].



Obr. 7-3 Kamerový jeřáb – délkové nastavení ramene (varianta lana B)

Vedení kamerové hlavy je tvořeno teleskopickým uložením trubkových profilů, které jsou schopny přenášet tahové i tlakové zatížení. Systém nastavování jeho délky je obsluhuje zjednodušen tím, že je identický s nastavováním délky jeřábového ramene.

Přibližná cena materiálu a veškerých komponent bez započítané práce a řízení servomotorů se vyšplhala přibližně na 60.000 Kč. Podrobný rozpis cenové kalkulace materiálů a komponent je uveden v tab. 7-1.

Tab. 7-1 Cenová kalkulace konstrukčních materiálů a komponent

TYP	ROZMĚR	MNO ŽSTVÍ [ks, m]	MATERIÁL NORMA	ZDROJ	CENA /(ks) m	CENA [Kč]
Profil (Jekl)	100x100x4	2,5	Hliník	Alupa ^[21]	492,0	1 230,0
Profil (Jekl)	120x120x5	1,5	Hliník	Alupa ^[21]	606,4	909,6
Profil (Jekl)	70x70x4	1,5	Hliník	Alupa ^[21]	338,4	507,6
Profil (Jekl)	80x80x4	1,5	Hliník	Alupa ^[21]	393,6	590,4
Profil (Jekl)	90x90x4	1,5	Hliník	Alupa ^[21]	450,4	675,6
Profil (Jekl)	100x60x3	0,8	11 375	Ferona ^[14]	252,4	201,9
Profil (Jekl)	40x40x2	1,5	11 375	Ferona ^[14]	69,8	104,6

Profil (Jekl)	40x40x4	2,5	11 375	Ferona ^[14]	107,5	268,8
Profil (Jekl)	50x50x4	5,5	11 375	Ferona ^[14]	165,1	907,8
Profil (Jekl)	90x40x2	0,5	11 375	Ferona ^[14]	137,5	68,8
Trubka	16x3,5	2,8	11 375	Ferona ^[14]	113,9	318,8
Trubka	25x4,0	3,5	11 375	Ferona ^[14]	92,2	322,6
Trubka	60x10	0,5	11 353	Ferona ^[14]	898,4	449,2
Trubka	80x4	0,5	11 353	Ferona ^[14]	529,0	264,5
Trubka	90x6,0	0,5	11 353	Ferona ^[14]	817,5	408,7
Tyč	110x10	0,8	11 353	Ferona ^[14]	219,5	175,6
Tyč	110x12	0,5	11 375	Ferona ^[14]	277,6	138,8
Tyč	130x6	1,5	11 375	Ferona ^[14]	186,1	279,1
Tyč	160x6	0,5	11 375	Ferona ^[14]	234,9	117,4
Tyč	60x20	0,5	11 375	Ferona ^[14]	353,7	176,8
Tyč	90x8	0,5	11375	Ferona ^[14]	143,7	71,8
Tyč	Ø 180	0,1	14 220	Ferona ^[14]	7 648,0	764,8
Tyč	Ø 30	0,5	11 503	Ferona ^[14]	156,7	78,4
Tyč	Ø 50	0,5	11 503	Ferona ^[14]	376,5	188,3
Tyč	Ø 60	0,5	11 523	Ferona ^[14]	782,8	391,4
Tyč	Ø 90	0,1	11 523	Ferona ^[14]	1 949,2	194,9
Šrouby	M10x1,5 x 30	20	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	1,9	37,3
Šrouby	M12x0,5 x 100	1	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	5,7	5,7
Šrouby	M14x2,0 x 120	1	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	10,91	10,9
Šrouby	M16x0,5 x 150	1	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	16,2	16,2
Šrouby	M16x2,0 x 50	6	ČSN 02 1108	Briol ^[22]	6,9	41,3
Šrouby	M20x2,5 x 80	1	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	23,8	23,8
Šrouby	M3x0,5	71	ČSN 02 1151	Briol ^[22]	1,4	100,8
Šrouby	M5x0,8 x 50	8	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	0,8	6,7
Šrouby	M8x1,25 x 20	5	ČSN 02 1101	Briol ^[22]	1,3	6,7
Matice	KM 8	2	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	25,6	51,2
Matice	M10x1,5	20	ČSN 02 1401	Briol ^[22]	0,1	1,2
Matice	M14x2,0	1	ČSN 02 1401	Briol ^[22]	1,1	1,1
Matice	M16x2,0	6	ČSN 02 1401	Briol ^[22]	2,8	16,6
Matice	M5x0,8	8	ČSN 02 1401	Briol ^[22]	0,1	0,5
Podložky	M10	20	ČSN 02 1702	Briol ^[22]	0,2	3,8
Podložky	M14	1	ČSN 02 1702	Briol ^[22]	1,4	1,4
Podložky	M16	6	ČSN 02 1702	Briol ^[22]	2,7	15,9
Podložky	M20	1	ČSN 02 1702	Briol ^[22]	4,5	4,5

Podložky	M5	8	ČSN 02 1702	Briol ^[22]	0,7	5,6
Podložky	MB 8	2	ČSN 02 3640	Briol ^[22]	5,5	11,0
Podložky	Pružná M10	16	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	0,8	12,6
Podložky	Pružná M12	1	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	3,7	3,7
Podložky	Pružná M16	6	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	3,7	22,1
Podložky	Pružná M5	8	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	0,3	2,0
Podložky	Pružná M8	5	ČSN 02 3630	Briol ^[22]	0,3	1,7
P.kroužek	ø 16	7	ČSN 02 2930	Briol ^[22]	3,9	27,0
P.kroužek	ø 20	3	ČSN 02 2930	Briol ^[22]	1,1	3,3
P.kroužek	ø 30	2	ČSN 02 2930	Briol ^[22]	2,1	4,2
P.kroužek	ø 40	2	ČSN 02 2930	Briol ^[22]	4,0	8,0
P.kroužek	ø 50	2	ČSN 02 2930	Briol ^[22]	7,2	14,4
Pero těsné	12 x 8 x 20	1	ČSN 02 2562	Briol ^[22]	5,9	5,9
Pero těsné	8 x 7 x 16	1	ČSN 02 2562	Briol ^[22]	3,8	3,8
Matice	M12	10	VC.253/40	Elesa ^[11]	82,1	820,8
Matice	M16	1	VCT.74	Elesa ^[11]	90,2	90,2
Šroub	M14	1	VCT.74 FP	Elesa ^[11]	76,5	76,5
šroub	M8x16	1	VCT.43 p	Elesa ^[11]	55,5	55,5
Matice s okem	M16	2	GN 752	Elesa ^[11]	254,3	508,6
Noha	M24-279	4	GN 341.1	Elesa ^[11]	1 485,9	5 943,7
Šroub s okem	M20-100	4	GN 1524	Elesa ^[11]	312,4	1 249,4
Upínací páka	M20	1	GN 99.6	Elesa ^[11]	581,9	581,9
Čep	8x25	1	GN 114	Elesa ^[11]	162,5	162,5
Čep	8x25	2	GN 114.2	Elesa ^[11]	148,9	297,8
Ložisko	32006	1		SKF ^[39]	375,3	375,3
Ložisko	51110	1		SKF ^[39]	468,8	468,8
Ložisko	61805	2		SKF ^[39]	284,1	568,1
Ložisko	61908	2		SKF ^[39]	656,0	1 312,0
Ložisko	61910	2		SKF ^[39]	811,8	1 623,6
Ložisko	6205 ETN9	2		SKF ^[39]	367,2	734,4
Karabina	8	22		Heureka ^[26]	59,0	1 298,0
Kolo	L-VPP 160G-FI	4		Blickle ^[20]	1 136,2	4 544,8
Kotouč	2,5kg kov (pár)	1		Sport ^[18]	229,0	229,0
Kotouč	05 kg kov (pár)	1		Sport ^[18]	459,0	459,0
Kotouč	10 kg kov (pár)	1		Sport ^[18]	919,0	919,0
Kotouč	15 kg kov (pár)	1		Sport ^[18]	1 390,0	1 390,0
Kotouč	25 kg kov (pár)	3		Sport ^[18]	2 390,0	7 170,0

L.napínák	M10	7	DIN 1480	Tedox ^[12]	40,0	280,0
Lano	Průměr 8	18	ČSN 02 4320	Tedox ^[12]	13,8	248,4
Očnice	Průměr 8	16	DIN 741	Tedox ^[12]	6,0	96,0
Servomotor	ECOVARIO214	2	23S63-0650-805L7	Raveo ^[9]	8320,0	16640,0
Stativová destička		1	PQ-46	Vanguard	790,0	790,0
Trhací nýty	St/St 4,8x10,0	500	121004810	Bralo ^[19]		950,0
Celkem [CZK]						59210,7

Model kamerového jeřábu včetně vizualizací byl zhotoven v programu Autodesk Inventor 2009. Jednotlivé výpočty byly prováděny pomocí programu Mathcad 14. Kontrolní výpočty metodou konečných prvků byly vytvořeny v programu ANSYS Workbench v. 11.0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, R.; BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Vysoké učení technické v Brně: VUTIAM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, J; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, spol. s.r.o., 1999. 984 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [3] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.; PROKEŠ, F. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. 2006. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2006. 223 s. ISBN 80-7204-465-6
- [4] SVOBODA, P., KOVÁŘÍK, R., BRANDEJS, J. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001. 186 s. ISBN: 80-7204-212-2
- [5] JANÍČEK, P.; ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J.; BURŠA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. 2004. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 286 s. ISBN 80-214-2592-X
- [6] MYNÁŘ, B.; KAŠPÁREK, J. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. 2008. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2008. 126 s. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>>
- [7] ČSN 27 0103. *Návrh ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Vydavatelství norem, 1990. 68 s.
- [8] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1978.
- [9] *RAVEO katalog* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. RAVEO, s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.raveo.cz/>>
- [10] *SKF katalog* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. SKF Group. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/>>
- [11] *Elesa+GANTER katalog* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Elesa+GANTER® . Dostupné z WWW: < <http://www.elesa-ganter.com/>>

- [12] *TEDOX – příslušenství ocelových lan – katalog*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. TEDOX s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.tedox.cz/>>
- [13] *ALFUN – hliníkové profily – katalog*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. ALFUN a.s. Dostupné z WWW: <<http://www.alfun.cz/>>
- [14] *FERONA – Velkoobchod hutním materiálem – katalog*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Ferona, a.s. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/>>
- [15] *Jenaer Antriebstechnik GmbH* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Jenaer Antriebstechnik GmbH – company. Dostupné z WWW: <<http://www.jat-gmbh.de/>>
- [16] *VANGUARD – kamerové příslušenství* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. VANGUARD. Dostupné z WWW: <<http://www.vanguardworld.co.uk/>>
- [17] *LANA Beránek – ocelová lana* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. LANA Beránek s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.lana.cz/>>
- [18] *Nejlevnější sport.cz – posilovací stroje a příslušenství – ehop*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. NEJLEVNĚJŠÍ SPORT.CZ. Dostupné z WWW: <<http://www.nejlevnejsisport.cz/>>
- [19] *Bralo – trhací nýty – katalog*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. BRALO CZ s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.bralo.cz/>>
- [20] *Blickle kola, kladky – katalog*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Blickle. Dostupné z WWW: <<http://www.blickle.cz/>>
- [21] *Alupa Pardubice – hliníkové plechy, alu profily, trubky* [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Alupa Pardubice s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.alupa.cz/>>
- [22] *Briol – spojovací materiál – eshop*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Briol. Dostupné z WWW: <<http://eshop.briol.cz/>>
- [23] *Heureka! – sport – horolezectví*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Heureka. Dostupné z WWW: <<http://karabiny.heureka.cz/>>
- [24] *Megapixel – centrum digitální fotografie*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Megapixel. Dostupné z WWW: <<http://www.megapixel.cz/vanguard-stativova-desticka-pq-46>>

- [25] *Clarina music – ABC Product – Komerové jeřáby a vozíky*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Clarina music. Dostupné z WWW: <<http://www.clarina.cz/>>
- [26] *Hercules Jib*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Hercules. Dostupné z WWW: <<http://herculesjib.com/>>
- [27] *SuperTechno®*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. SuperTechno. Dostupné z WWW: <<http://www.supertechno.com/>>
- [28] *MovieTech*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. MovieTech. Dostupné z WWW: <<http://www.movietech.de>>
- [29] *Gantry Crane and Crane Operator – Camera Jib Crane*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Gantry Crane and Crane operator. Dostupné z WWW: <<http://www.gantry-crane.org/>>
- [30] Komerový jeřáb In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, 27. 2. 2011 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Komerový_jeřáb>
- [31] *7CIS BOUTIQUE AUDIOVISUEL - Steady Cam Silver Arrow 925*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. 7CIS BOUTIQUE AUDIOVISUEL. Dostupné z WWW: <<http://www.7cis.com/>>
- [32] *GCRANE - Komerový jeřáb – natáčení, pronájem*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. GRANE. Dostupné z WWW: <<http://www.kamerovyjerab.wz.cz/>>
- [33] *POLECAM – portable crane mini HD cameras*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. POLECAM. Dostupné z WWW: <<http://www.polecam.com>>
- [34] Steadicam In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, 27. 2. 2011 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Steadicam>>
- [35] Polecam In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, 27. 2. 2011 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Polecam>>
- [36] *VisualComm*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. VISUALCOMM s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.visualcomm.cz/>>

- [37] *Panavision*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Panavision. Dostupné z WWW: <<http://www.panavision.com/>>
- [38] *Secced – Myth CamCrane System*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. SECCED. Dostupné z WWW: <<http://www.secced.com/>>
- [39] *ExValos – katalog ložisek SKF, ZVL, ZKL – eshop*. [online]. 2011. [cit. 2011-05-16]. Exvalos s.r.o. Lanškroun. Dostupné z WWW: <<http://www.exvalos.cz>>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

a	[-]	- součinitel povrchu
$a_{1,2}$	[mm]	- osová vzdálenost
a_1	[-]	- součinitel spolehlivosti
a_{ISO}	[-]	- součinitel modifikované trvanlivosti
\sqrt{a}	[m ^{1/2}]	- Heywoodův parametr
A	[-]	- pomocný součinitel pro určení součinitele vnějších dynamických sil
b	[-]	- součinitel povrchu
B	[-]	- pomocný součinitel pro určení součinitele vnějších dynamických sil
b_ω	[mm]	- šířka ozubení
$b_{\omega H}$	[mm]	- pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk
c_γ	[N·mm ⁻¹ ·μm ⁻¹]	- střední měrná tuhost zubu
C	[-]	- tuhostní konstanta šroubového spoje
C_0	[N]	- základní statická únosnost ložiska
C_{10}	[N]	- základní dynamická únosnost
C_u	[N]	- mezní únavové zatížení
d_1	[mm]	- průměr roztečné kružnice pastorku
d_2	[mm]	- průměr roztečné kružnice kola
d_{a1}	[mm]	- průměr hlavové kružnice pastorku
d_{a2}	[mm]	- průměr hlavové kružnice kola
d_{b1}	[mm]	- průměr základní kružnice pastorku
d_{b2}	[mm]	- průměr základní kružnice kola
d_{f1}	[mm]	- průměr patní kružnice pastorku
d_{f2}	[mm]	- průměr patní kružnice kola
e_C	[-]	- součinitel znečištění maziva
E	[MPa]	- Youngův modul pružnosti v tahu
f_F	[-]	- pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
f_H	[MPa ^{1/3}]	- pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku
$f_{H\beta}$	[μm]	- mezní úchylka sklonu zubu
f_{ma}	[μm]	- výrobní úchylka dotykové křivky
f_{pb}	[μm]	- mezní úchylka základní rozteče
f_{pe}	[μm]	- účinná úchylka základní rozteče
f_{pt}	[μm]	- mezní úchylka čelní rozteče
f_{sh}	[μm]	- úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřidelů a kol
f_{sh0}	[μm·m·N ⁻¹]	- úchylka dot. křivky od deformace hřidelů a kol od jednot. zatížení
F_A	[N]	- radiální zatížení ložiska
F_i	[N]	- síla předpětí šroubu
$F_{\beta x}$	[μm]	- počáteční celková úchylky dotykové křivky
$F_{\beta y}$	[μm]	- celková úchylky dotykové křivky
F_{t1}	[N]	- (nominální) obvodová síla na roztečné kružnici (soukolí I)

F_{tHl}	[N]	- směrodatná obvodová síla na rozt. kružnici v čelní rovině (soukolí I)
F_{m1}	[N]	- střední obvodová síla (soukolí I)
h	[mm]	- výška zubu
h_a	[mm]	- výška hlavy zubu
h_f	[mm]	- výška paty zubu
$i_{1,2}$	[-]	- návrhový převodový poměr
J_{HV}	[HV]	- tvrdost v jádru zubu
k_a	[-]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	- součinitel spolehlivosti
k_s	[-]	- tuhost šroubu šroubového spoje
k_p	[-]	- tuhost spojovaných součástí šroubového spoje
k	[-]	- bezpečnost pro kombinované namáhání – dle HMM (k MS pružnosti)
k_C	[-]	- bezpečnost pro kombinované namáhání (MS únavového porušování)
k_σ	[-]	- prostá bezpečnost v ohybu (vzhledem k MS únavového porušování)
k_τ	[-]	- prostá bezpečnost v krut (vzhledem k MS únavového porušování)
K_A	[-]	- součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	- součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na dotyk)
K_{Fa}	[-]	- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro dotyk)
$K_{F\beta}$	[-]	- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro ohyb)
K_H	[-]	- součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)
K_{Ha}	[-]	- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk
$K_{H\beta}$	[-]	- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro dotyk
K_v	[-]	- součinitel vnitřních dynamických sil
L	[h]	- požadovaná základní trvanlivost ložiska
L_{10}	[-]	- základní výpočtová trvanlivost ložiska
M_{1st}	[Nm]	- statický moment
M'_1	[Nm]	- maximální kroutící moment servomotoru 1
M_B	[-]	- pomocný součinitel pro určení souč. jednopárového záběru pastorku
M_D	[-]	- pomocný součinitel pro určení souč. jednopárového záběru kola
Q_{ISO}	[-]	- stupeň přesnosti podle ISO
R_a	[μm]	- střední aritmetická úchylka profilu
R_e	[MPa]	- mez kluzu
R_{eL}	[MPa]	- dolní mez kluzu
R_m	[MPa]	- mez pevnosti v tahu
R_{zISO}	[μm]	- střední výška prvků profilu
S_F	[-]	- součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubů
S_H	[-]	- součinitel bezpečnosti proti vzniku únav. poškození boků zubů
S_{Hmin}	[-]	- min. hodnota souč. bezp. proti vzniku únav. poškození boků zubů
$u_{1,2}$	[-]	- převodový poměr

$v_{I,2}$	[m·s ⁻¹]	- obvodová rychlost soukolí I
V_{HB}	[HB]	- tvrdost povrchu boku zubu
V_{HV}	[HV]	- tvrdost povrchu boku zubu
W_o	[m ³]	- průřezový modul v ohybu
y_α	[μm]	- snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru
y_β	[μm]	- snížení úchylky dotykové křivky opotřebením při záběru
Y_{Fa}	[-]	- součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu
Y_{RelT}	[-]	- součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu
Y_{Sa}	[-]	- součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu
Y_{ST}	[-]	- součinitel koncentrace napětí pro referenční kolo
Y_{NT}	[-]	- součinitel počtu cyklů
Y_β	[-]	- součinitel sklonu zubu
Y_ε	[-]	- součinitel vlivu záběru profilu
z_1	[-]	- počet zubů pastorku
z_2	[-]	- počet zubů kola
Z_B	[-]	- součinitel jednopárového záběru pastorku
Z_D	[-]	- součinitel jednopárového záběru kola
Z_E	[MPa ^{1/2}]	- součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	[-]	- součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_L	[-]	- součinitel maziva
Z_{NT}	[-]	- součinitel počtu cyklů
Z_R	[-]	- součinitel drsnosti boku zubů
Z_v	[-]	- součinitel obvodové rychlosti
Z_w	[-]	- součinitel tvrdosti
Z_x	[-]	- součinitel velikosti
Z_β	[-]	- součinitel vlivu sklonu zubu
Z_ε	[-]	- součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
α	[-]	- úhel záběru
α_n	[-]	- úhel záběru v normálné rovině
α_σ	[-]	- součinitel tvaru pro ohyb
α_τ	[-]	- součinitel tvaru pro krut
β	[-]	- úhel sklonu zubu
β_σ	[-]	- součinitel vrubu pro ohyb
β_τ	[-]	- součinitel vrubu pro krut
ε_α	[-]	- součinitel záběru profilu
ε_β	[-]	- součinitel záběru kroku
ε_γ	[-]	- součinitel záběru
ρ_1	[mm]	- poloměr křivosti pro pastorek
ρ_2	[mm]	- poloměr křivosti pro kolo
ρ_{red}	[mm]	- redukovaný poloměr křivosti
σ_{Co}	[MPa]	- mez únavy zkušební tyče při střídavém ohybu
σ'_C	[MPa]	- korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti

σ_F	[MPa]	- napětí v ohybu v patě zubu
σ_{FE}	[MPa]	- mez únavy v ohybu referenčního kola
σ_{FP}	[MPa]	- přípustné napětí v ohybu
σ_{Flim}^0	[MPa]	- mez únavy v ohybu odpovídající bázov. počtu zatěžovacích cyklů
σ_{Flim}	[MPa]	- mez únavy v ohybu materiálu pastorku
σ_{Hlim}^0	[MPa]	- mez únavy v dotyku odpovídající bázov. počtu zatěžovacích cyklů
σ_{Hlim}	[MPa]	- mez únavy v dotyku materiálu pastorku
σ_{HP}	[MPa]	- přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
σ_{H1}	[MPa]	- napětí v ohybu pro pastorek (soukolí I)
σ_{H2}	[MPa]	- napětí v ohybu pro kolo (soukolí I)
σ_{H0}	[MPa]	- nominální napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
$\sigma_{o\ nom}$	[MPa]	- nominální ohybové napětí v místě vrubu
$\sigma_{o\ max}$	[MPa]	- maximální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí
τ_{max}	[MPa]	- maximální napětí v krutu
τ_{nom}	[MPa]	- nominální napětí v krutu
τ_C	[MPa]	- mez únavy zkušební tyče pro krut
τ'_C	[MPa]	- korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti pro krut
ψ_d	[-]	- součinitel poměrné šířky ozubení
ψ_m	[-]	- součinitel poměrné šířky ozubení

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1-1 Steadicam [31]	10
Obr. 1-1-2 Polecam [33]	11
Obr. 1-1-3 Kamerový jeřáb [27]	11
Obr. 1-2-1 Kamerový jeřáb [27]	12
Obr. 1-2-1-1 Hlava – a) jednoramenná, b) dvouramenná [28]	12
Obr. 1-2-1-2 Kamerová hlava – 3 osy otáčení [27]	13
Obr. 1-2-1-3 Kamerová hlava – elektronické vedení [27]	13
Obr. 1-2-2 Jeřábové rameno – kotvení [37]	14
Obr. 1-3-2-1 Segmentové rameno [28]	15
Obr. 1-3-2-2 Segmentové rameno [29]	15
Obr. 1-3-3-1 Kontinuální rameno – SuperTechno® [27]	16
Obr. 5-1-1 Kamerová hlava – varianty [25][26]	20
Obr. 5-2-1 Jeřábové rameno – schéma	21
Obr. 5-3-1 Jeřábové rameno – schéma	22
Obr. 6-1-1 Kamerová hlava	24
Obr. 6-1-1-1 Horizontální rameno	25
Obr. 6-1-1-2 Horizontální rameno – spoj výkyvné desky	26
Obr. 6-1-1-3 Horizontální rameno – stativová destička [24][16]	28
Obr. 6-1-1-4 Horizontální rameno – otočné rameno	29
Obr. 6-1-1-5 Horizontální rameno – schéma uložení	29
Obr. 6-1-2-1 Vertikální rameno hlavy	32
Obr. 6-1-2-2 Vertikální rameno – schéma uložení	32
Obr. 6-1-2-3 Vertikální rameno – uchycení kamerové hlavy k závěsu	33
Obr. 6-1-3-1 Návrh pohonu otáčení kamery	35
Obr. 6-1-3-2 Charakteristika servomotoru [9]	37
Obr. 6-1-3-2 Silové poměry na ozubeném soukolí	37
Obr. 6-1-4-1 Rám hlavy	38
Obr. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 1) – zatížení	39
Obr. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 2) – zatížení	41
Obr. 6-1-4-3 Rám hlavy (profil 3) – zatížení	43
Obr. 6-1-5-1 Pevnostní kontrola – hřídel 1	48
Obr. 6-1-5-2 Pevnostní kontrola – hřídel 2	52
Obr. 6-2-1 Rameno jeřábu	56
Obr. 6-2-1-1 Rameno – zatížení	57
Obr. 6-2-1-3 Rameno – průběh napětí (ANSYS Workbench)	59
Obr. 6-2-2-1 Rameno – deformace ve vertikálním směru (ANSYS Workbench)	63
Obr. 6-2-3-1 Vyvažovací část ramene	66
Obr. 6-2-3-2 Vyvažovací část ramene – zatížení	68
Obr. 6-2-3-3 Vyvažovací část ramene – průběh napětí (ANSYS Workbench)	70

Obr. 6-2-3-4 Vyvažovací část ramene – průhyb (ANSYS Workbench).....	72
Obr. 6-2-4-1 Vertikální ukotvení	73
Obr. 6-2-4-2 Vertikální ukotvení – deformace ve svislé ose (ANSYS Workbench).....	76
Obr. 6-2-5-1 Boční ukotvení	76
Obr. 6-2-6-1 Ocelová lana - silové poměry při natáčení ramene	82
Obr. 6-2-6-2 Ocelové lano – stožár	83
Obr. 6-2-6-3 Ocelové lano – uchycení	84
Obr. 6-2-7-1 Vedení kamerové hlavy	85
Obr. 6-2-7-2 Vedení kamerové hlavy – teleskopické vedení	85
Obr. 6-2-7-3 Vedení kamerové hlavy	86
Obr. 6-2-7-4 Vedení kamerové hlavy – schéma	86
Obr. 6-2-7-5 Vedení kamerové hlavy – teleskopická část	88
Obr. 6-2-8-1 Uchycení kamerové hlavy k rameni.....	89
Obr. 6-2-9-1 Spoj profilů ramene.....	90
Obr. 6-2-9-2 Spoj profilů ramene – zatížení	91
Obr. 6-2-10-1 Uchycení ramene do stojanu	92
Obr. 6-2-10-2 Uchycení ramene do stojanu – hřídel.....	93
Obr. 6-3-1-1 Stativ kamerového jeřábu.....	95
Obr. 6-3-1-2 Stativ – spoj.....	95
Obr. 6-3-1-3 Stojan - konstrukce.....	96
Obr. 6-3-1-1 Stojan – stabilita.....	97
Obr. 6-3-2-1 Brzda	98
Obr. 6-3-2-1 Uložení otočného lože ve stojanu	101
Obr. 7-1 Kamerový hlava.....	103
Obr. 7-2 Kamerový jeřáb – délkové nastavení ramene (varianta lana A).....	104
Obr. 7-3 Kamerový jeřáb – délkové nastavení ramene (varianta lana B)	105
Graf. 5-2-1 Jeřábové rameno – průhyb variant	22
Graf. 6-1-4-1 Rám hlavy (profil 1) – ohybový moment, průhyb	40
Graf. 6-1-4-2 Rám hlavy (profil 2) – ohybový moment	41
Graf. 6-1-4-3 Rám hlavy (profil 2) – průhyb	42
Graf. 6-1-4-4 Rám hlavy (profil 3) – ohybový moment	43
Graf. 6-1-4-5 Rám hlavy (profil 3) – ohybový moment v závislosti J_z	44
Graf. 6-1-4-6 Rám hlavy (profil 3) – průhyb	45
Graf. 6-1-5-1 Hřídel 1 – ohybový moment	49
Graf. 6-1-5-2 Hřídel 1 – ohybový moment v závislosti na J_z	50
Graf. 6-1-5-3 Hřídel 1 – průhyb	51
Graf. 6-1-5-4 Hřídel 2 – ohybový moment, průhyb	54
Graf. 6-2-2-1 Rameno – ohybový moment	58
Graf. 6-2-2-1 Rameno – ohybový moment (x-y) v závislosti na J_y	61
Graf. 6-2-2-2 Rameno – vertikální průhyb.....	62

Graf. 6-2-2-3	Rameno – ohybový moment v horizontálním směru (x-z).....	64
Graf. 6-2-2-3	Rameno – ohybový moment v horizontálním směru (x-z) na J_y	64
Graf. 6-2-2-4	Rameno – horizontální ohybová křivka (x-z).....	65
Graf. 6-2-3-1	Velikost protizávaží pro dané polohy délky ramene	67
Graf. 6-2-3-2	Vyvažovací část ramene – ohybový moment	69
Graf. 6-2-3-3	Vyvažovací část ramene – ohybový moment v závislosti na J_z	71
Graf. 6-2-3-4	Vyvažovací část ramene – průhyb	71
Graf. 6-2-4-1	Vertikální ukotvení – ohybový moment neukotvené části	74
Graf. 6-2-4-2	Vertikální ukotvení – deformace variant A a B.....	75
Graf. 6-2-5-1	Boční ukotvení A – ohybový moment (x-z)	77
Graf. 6-2-5-2	Boční ukotvení A – ohybový moment (x-z) v závislosti na J_y	77
Graf. 6-2-5-3	Boční ukotvení A – průhyb (x-z) všech nastavení.....	78
Graf. 6-2-5-4	Boční ukotvení B – ohybový moment (x-z)	79
Graf. 6-2-5-5	Boční ukotvení B – ohybový moment (x-z) v závislosti J_y	80
Graf. 6-2-5-6	Boční ukotvení B – průhyb (x-z)	80
Graf. 6-2-5-7	Boční ukotvení – výsledek	81
Graf. 6-2-6-1	Ocelová lana - průběh sil v laně v závislosti na naklonění ramene	82
Graf. 6-2-7-1	Vedení kamerové hlavy - průběh sil v závislosti na náklonu (α)	87
Graf. 6-2-9-1	Spoje ramene – namáhání v závislosti na náklonu ramene (α).....	91
Graf. 6-3-1-1	Porovnání velikostí závaží pro vyvážení ramene	97
Graf. 6-3-3-1	Zatížení ložisek v závislosti na naklonění ramene jeřábu	101

SEZNAM TABULEK

Tab. 5-2-1 Jeřábové rameno - varianty.....	21
Tab. 6-1-1-1 Spoj výkyvné desky – rozměry závitu [2].....	26
Tab. 6-1-1-2 Spoj horizontálního ramene – rozměry závitu [2].....	30
Tab. 6-1-2-1 Spoj vertikálního ramene – rozměry závitu [2].....	33
Tab. 6-1-3-1 Charakteristika servomotoru [9].....	37
Tab. 6-1-5-1 Korigovaná mez únavy podle Marinovy rovnice.....	46
Tab. 6-1-5-2 Kontrola bezpečnosti hřídele 1.....	49
Tab. 6-1-5-3 Kontrola bezpečnosti hřídele 2.....	52
Tab. 6-2-1 Materiál ramene – mechanické vlastnosti [13].....	56
Tab. 6-2-2 Profily ramene	57
Tab. 6-2-3-1 Závaží – kotouče [18].....	68
Tab. 6-2-3-2 Vyvažovací část ramene – profily [13]	69
Tab. 6-2-4-1 Poloha lana – délka ramene.....	73
Tab. 6-3-2-1 Spoj brzdy a stojanu – rozměry závitu [2]	99
Tab. 7-1 Cenová kalkulace konstrukčních materiálů a komponent	105
Tab. 8-1 Materiálová charakteristika soukolí.....	124
Tab. 8-2 Návrh ozubeného převodu – rozměry ozubení	126

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Pohled na sestavu – kotvení varianty A

Příloha 2: Pohled na sestavu – kotvení varianty B

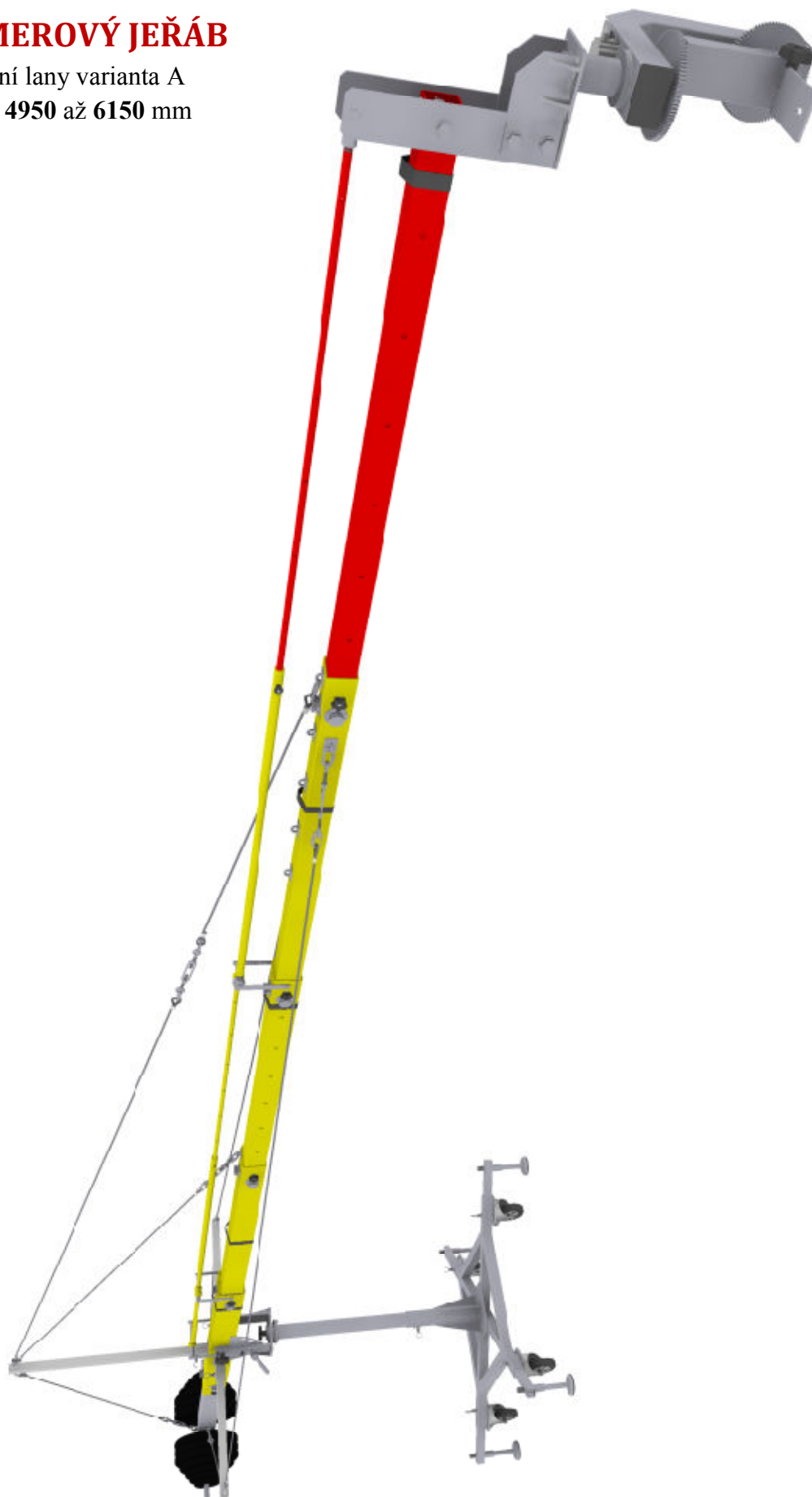
Příloha 3: Pevnostní výpočet ozubeného soukolí dle normy ČSN 01 4686

Příloha 4: Přehledový výkres celkové sestavy

Příloha 5: Výkres kamerové hlavy

KAMEROVÝ JEŘÁB

Kotevní lany varianta A
délka: 4950 až 6150 mm



KAMEROVÝ JEŘÁB

Kotevní lany varianta B

délka: **3750** až **4950** mm



Pevnostní výpočet ozubeného soukolí dle normy ČSN 01 4686

Pastorek i spoluzabírající kolo jsou vyrobeno ze stejného materiálu z oceli 14 140 (konstrukční ušlechtilé oceli, povrchově kalené) tepelně zpracované povrchovým kalením po boku. Pastorek je povrchově tvrzený, kolo netvrzené. (tab. 8-1).

Tab. 8-1 Materiálová charakteristika soukolí

Materiálová charakteristika		Hodnota
Mez pevnosti v tahu	R_m	785 [MPa]
Mez kluzu v tahu	R_e	539 [MPa]
Tvrдость v jádře zubu	J_{HV}	250 [HV]
Tvrдость na boku zubu	V_{HV}	600 [HV]
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}^0	1 140 [MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}^0	450 [MPa]

Počet zubu pastorku volen $z_1 = 17$ a počet zubů dle návrhového převodového poměru ($z_2' = z_1 \cdot i_{1,2}$) je volen počet zubů kola $z_2 = 86$ pro vytvoření nesoudělného převodového poměru.

Základní parametry

Převodový poměr: $u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{86}{17} = 5,06 [-]$

Krouticí moment: $M_1 = \frac{M_{k1}}{u_{1,2}} = \frac{15,5 \text{ Nm}}{5,06} = 3,064 \text{ [Nm]}$

Výkon servomotoru: $P = M_1 2\pi n_1 = 3,064 \text{ Nm} \cdot 2\pi \cdot \frac{100 \text{ min}^{-1}}{60} = 32,09 \text{ [W]}$

Výpočet návrhového modulu m_n

- součinitel vnějších dynamických sil: $K_A = 1,1 [-]$

(pro zatěžování hnacím strojem = plynulé, zatěžování hnaným strojem = plynulé)

- $f_H = 77 \text{ [MPa}^{1/3}]$ (pro přímé zuby), $f_F = 1,8$

- šířkový poměr: $\psi_{d1} = \frac{b_{\omega H}}{d_1} = 0,6$

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro dotyk: $K_{H\beta} = 1,35 [-]$ [1]

- součinitel přidavných zatížení: $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1,35 = 1,485 [-]$

- přípustné napětí v dotyku: $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 \text{ MPa} = 912 \text{ [MPa]}$

- návrhový průměr roztečné kružnice:

$$d_{1n} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1 \cdot (u_{1,2} + 1)}{(b_{\omega H} / d_1) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_{1,2}}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,485 \cdot 5,929 \cdot 10^3 \cdot (5,06 + 1)}{0,6 \cdot 912^2 \cdot 5,06}} = 21,289 \text{ [mm]}$$

- přípustné napětí v ohybu: $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 450 = 270$ [MPa]
- šířkový poměr: $\psi_m = (b_{\omega F} / m_n) = 10$ [-]
- součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na dotyk): $K_F = K_H = 1,485$ [-]
- návrhový modul: $m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,35 \cdot 5,929 \cdot 10^3}{15 \cdot 17 \cdot 270}} = 1,038$ [mm]

Volba společné šířky ozubení

- Dolní mezní hranice: $b_{\omega F} = m_n \cdot \psi_m = 1,038 \cdot 10 = 10,382$ [mm]
 - Horní mezní hranice: $b_{\omega H} = d_{1n} \cdot \psi_d = 21,289 \cdot 0,6 = 12,773$ [mm]
- Šířka ozubeného soukolí volena $b_\omega = 12$ [mm]

Návrh modulu $m_{1,2}$:

- modul z podmínky dotykové únosnosti: $m_{nH} = \frac{d_{n1}}{z_1} = \frac{21,289}{17} = 1,252$ [mm]
- modul z podmínky ohybové únosnosti: $m_{nF} = 1,038$ [mm]

Modul $m_{1,2}$ volen dle vypočtené podmínky dotykové únosnosti a podmínky ohybové únosnosti jako nejbližší vyšší dle ČSN 01 4608: z řady 1, $m_{1,2} = 2$ mm. Čelní ozubené soukolí s přímými zuby se standardním základním profilem se skládá z pastorku s počtem zubů 17 a kola s počtem zubů 86. Soukolí přenáší nominální výkon 0,032 kW při frekvenci otáčení pastorku $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$. Úhel profilu $\alpha = 20^\circ$, modul $m = 2$ mm. Soukolí je vyrobeno ve stupni přesnosti 7 podle ISO.

Pastorek i kolo mají stejnou šířku ozubení $b = 12$ mm a jsou uloženy letmo na hřídeli. Pastorek i kolo jsou vyrobeny ze zušlechtěné oceli stupně kvality ME podle ISO, s tvrdostí na povrchu i v jádře zubu $J_{HV} = 235$ HV. Zatěžování převodu hnacím strojem je plynule, zatěžování hnaným strojem je s malou nerovnoměrností. Pastorek je navržen pro 10^9 cyklů. Jedná se o otevřený převod. Ozubení kol je nekorigované, bez modifikace zubů. Veškeré rozměry soukolí uvedeny v tab. 8-2.

Dráha záběru:

$$g_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{\sqrt{38^2 - 31,95^2} + \sqrt{176^2 - 161,63^2} - 2 \cdot 103 \cdot \sin 20^\circ}{2} = 9,89 \text{ [mm]}$$

Tab. 8-2 Návrh ozubeného převodu – rozměry ozubení

Skupina	Název		Vztah	Pastorek (1)	Kolo (2)
Základní údaje	Počet zubů	z	$z_{1,2}$	17	86
	Převodové číslo	u	$u_{1,2} = n_1/n_2$	5,06 [-]	
	Modul	m	m	2 [mm]	
	Úhel záběru	α	$\alpha = \alpha_t = \alpha_n$	20 [°]	
	Úhel sklonu zubu	β		0 [°]	
	Jednotkové posunutí	x	$x_{1,2}$	0	0
Parametry kol	Rozteč	p	$p = \pi \cdot m$	6,283 [mm]	
	Základní rozteč	p_b	$p_b = p \cdot \cos(\alpha)$	5,904 [mm]	
	Výška hlavy zubu	h_a	$h_a = m$	2,0 [mm]	
	Výška paty zubu	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$	2,5 [mm]	
	Výška zubu	h	$h = h_a + h_f$	4,5 [mm]	
	Průměr roztečné kružnice	d	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$	34,0 [mm]	172,0 [mm]
	Průměr hlavové kružnice	d_a	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot h_a$	38,0 [mm]	176,0 [mm]
	Průměr patní kružnice	d_f	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 \cdot h_f$	29,0 [mm]	167,0 [mm]
	Průměr základní kružnice	d_b	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos(\alpha)$	31,95 [mm]	161,63 [mm]
	Tloušťka zubu	s	$s_{1,2} = m \cdot \pi / 2$	3,14 [mm]	
Parametry soukolí	Osová vzdálenost	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$	103 [mm]	
	Dráha záběru	g_a		9,89 [mm]	
	Součinitel záběru profilu	ε_α	$\varepsilon_\alpha = g_a / p_b$	1,675 [-]	
	Součinitel záběru kroku	ε_β		0 [-]	
	Součinitel záběru	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	1,675 [-]	

Výpočet bezpečnosti v dotyku dle ISO

- součinitel tvaru spoluz.. zubů: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cdot \cos 0^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}} = 2,495 [-]$
- součinitel mechanických vlastností: $Z_E = 189,8 [\sqrt{\text{MPa}}]$ (dle tab. 14-7 [1])
- součinitel součtové délky dotyk. křivek boků: $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,675}{3}} = 0,88 [-]$
- součinitel vlivu sklonu zubu: $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1 [-]$
- obvodová síla: $F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 5,93 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{34 \text{ mm}} = 348,84 [\text{N}]$

Nominální napětí v dotyku:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{HO} = 189,8 \cdot 2,495 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{348,84 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 34 \text{ mm}} \cdot \frac{5,06+1}{5,06}} = 421,802 \text{ [MPa]}$$

- pomocný součinitel jednopárového záběru pastorku:

$$M_B = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right)}}$$

$$M_B = \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{38}{31,95} - 1} - \frac{2\pi}{17}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{176}{161,63} - 1} - (1,675 - 1) \frac{2\pi}{86}\right)}} = 1,125 \text{ [-]}$$

- součinitel jednopárového záběru pastorku: $Z_B = 1,125 \text{ [-]}$

- pomocný součinitel jednopárového záběru kola:

$$M_D = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right)}}$$

$$M_D = \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{176}{161,63} - 1} - \frac{2\pi}{86}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{38}{31,95} - 1} - (1,675 - 1) \frac{2\pi}{17}\right)}} = 0,969 \text{ [-]}$$

$$M_D < 1$$

- pomocný součinitel jednopárového záběru kola: $Z_D = 1 \text{ [-]}$

- obvodová rychlost na rozt. kružnici: $v_{1,2} = \pi n_1 d_1 = \frac{\pi \cdot 100}{60} \cdot \frac{34}{1000} = 0,178 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$

- stupeň přesnosti podle ISO: $Q_{ISO} = 7 \text{ [-]}$

- součinitel vnějších dyn. sil: $K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v}}{A}\right)^B = \left(\frac{76,879 + \sqrt{200 \cdot 0,178}}{76,879}\right)^{0,52} = 1,04 \text{ [-]}$

- pomocný součinitel: $B = 0,25(Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25(7 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,52$

- pomocný součinitel: $A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,52) = 76,879$

- obvodová síla: $F_{1t} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 5,93 \cdot 10^3}{34} = 348,84 \text{ [N]}$

- střední obvodová síla: $F_{1m} = F_t \cdot K_A \cdot K_v = 348,84 \cdot 1,1 \cdot 1,04 = 398,93 \text{ [N]}$

- střední měrná tuhost zubu: $c_\gamma = 20 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$

- úchylka dot. křivky způsobená deformací hřidelů a kol od jednotkového zatížení:

$$f_{sh0} = 0,023 \cdot \left(\frac{b_w}{d_1}\right)^2 = 0,023 \cdot \left(\frac{12}{34}\right)^2 = 0,002865 \text{ } [\mu\text{m} \cdot \text{mmN}^{-1}]$$

- úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřidelů a kol:

$$f_{sh} = f_{sh0} \cdot \frac{F_m}{b_w} = 0,002865 \cdot \frac{398,93}{12} = 0,095 \text{ } [\mu\text{m}]$$

- mezní úchylka sklonu zubu: $f_{H\beta} = 10,0 \text{ } [\mu\text{m}]$ (stanovena dle tab. A-35 [1])

- výrobní úchylka dotykové křivky: $f_{ma} = f_{H\beta} = 10,0 \text{ } [\mu\text{m}]$

- poč. celk. úchylky dot. křivky: $F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} = 1,33 \cdot 0,095 + 10,0 = 10,127 \text{ } [\mu\text{m}]$

- snížení úchylky dot. křivky opotřebení při záběru: $y_\beta = 1,5 \text{ } [\mu\text{m}]$ (dle graf.14-4b [1])

- celková úchylka dotykové křivky: $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = 10,127 - 1,5 = 8,627 \text{ } [\mu\text{m}]$

$$\frac{F_m}{b} = \frac{398,93}{12} = 33,244 \text{ } [\text{Nmm}^{-1}]$$

$$\frac{F_m}{b} < 100 \text{ } [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \rightarrow \frac{F_m}{b} = 100 \text{ } [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_\gamma}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = \frac{8,627 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 0,863 \text{ } [-]$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_\gamma}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = 0,863 < 1$$

- součinitele ner. zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_\gamma}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = 1 + \frac{8,627 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 1,863 \text{ } [-]$

Stanovení součinitele podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\alpha}$:

- mezní úchylka čelní rozteče (z tab. A-36 [1]): $f_{pt} = 10,0 \text{ } [\mu\text{m}]$ (dle d_1 , m_{12} , Q_{ISO})

- mezní úchylka základní rozteče: $f_{pb} = f_{pt} \cdot \cos \alpha_t = 10,0 \cdot \cos 20^\circ = 9,397 \text{ } [\mu\text{m}]$

- účinná úchylka základní rozteče: $f_{pe} = \{\max(f_{pb}; f_{pt})\} = 10,0 \text{ } [\mu\text{m}]$

- snížení úchylky základní rozteče opotřebováním při záběru: $y_\alpha = 1,2 \text{ } [\mu\text{m}]$ (14-8 [1])

- směr. síla: $F_{tH1} = F_{t1} K_A K_v K_{H\beta} = 348,84 \cdot 1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,863 = 743,07 \text{ [N]}$

- pomocný součinitel: $q_\alpha = \frac{c_\gamma \cdot (f_{pb} - y_\alpha)}{(F_{tH1}/b)} = \frac{20 \cdot (9,397 - 1,2)}{(743,07/12)} = 2,647 \text{ } [-]$

- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů: (pro $\varepsilon_\gamma < 2$)

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} (0,9 + 0,4 q_\alpha) = \frac{1,675}{2} (0,9 + 0,4 \cdot 2,647) = 1,640 \text{ } [-]$$

- limitní podmínka: $\frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = \frac{1,675}{1,675 \cdot 0,88^2} = 1,29 [-]$
 $\frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} < K_{H\alpha} \rightarrow \text{pak } K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = \frac{1,675}{1,675 \cdot 0,88^2} = 1,29 [-]$

Napětí v dotyku pro pastorek:

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{H1} = 1,125 \cdot 421,802 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,866 \cdot 1,29} = 786,571 \text{ [MPa]}$$

Napětí v dotyku pro kolo:

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{H2} = 1,0 \cdot 421,802 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,866 \cdot 1,29} = 699,274 \text{ [MPa]}$$

Stanovení přípustného napětí v dotyku σ_{HP} :

- poloměr křivosti: $\rho_1 = 0,5 d_{b1} \tan \alpha_{tw} = 0,5 \cdot 31,95 \cdot \tan 20^\circ = 5,814 \text{ [mm]}$
- poloměr křivosti: $\rho_2 = 0,5 d_{b2} \tan \alpha_{tw} = 0,5 \cdot 161,627 \cdot \tan 20^\circ = 29,414 \text{ [mm]}$
- redukovaný poloměr křivosti: $\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{5,814 \cdot 29,414}{5,814 + 29,414} = 4,855 \text{ [mm]}$
- drsnost boku zubu pastorku $R_{a1} = 0,8 \text{ [}\mu\text{m]}$ a kola $R_{a2} = 0,8 \text{ [}\mu\text{m]}$
- střední výška prvků profilu boku zubu pastorku: $R_{zISO1} = 6 \cdot R_{a1} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ [}\mu\text{m]}$
- střední výška prvků profilu boku zubu kola: $R_{zISO2} = 6 \cdot R_{a2} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ [}\mu\text{m]}$

- průměrná relativní výška prvků profilu boků zobů soukolí:

$$R_{z10} = \frac{R_{zISO1} + R_{zISO2}}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}} = \frac{4,8 + 4,8}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{4,855}} = 6,889 \text{ [}\mu\text{m]}$$

dle 14-63 [1] pro broušené boky zubů: pro $R_{z10} > 4 \text{ [}\mu\text{m]}$ $\rightarrow Z_L Z_V Z_R = 0,92 [-]$

- $V_{HV} = 600 \text{ [HV]} \rightarrow V_{HB} = 563 \text{ [HB]} \rightarrow Z_w = 1 [-]$
- součinitel velikosti: $Z_x = 1$ (dle normy ISO)
- součinitel počtu cyklů pro pastorek: $Z_{NT1} = 1 [-]$ (dle diagramu [1] pro 10^9 cyklů)
- součinitel počtu cyklů pro kolo: $Z_{NT2} = 1 [-]$ (dle diagramu [1] pro počet cyklů: $\frac{10^9}{u_{12}}$)
- min. hodnota souč.bezpečnosti proti vzniku únav. poškození boků zubů: $S_{Hmin} = 1,2$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů

Pro pastorek:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT1}}{\sigma_{H1}} \cdot Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{1140 \cdot 1}{786,571} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 1,333 [-]$$

$$S_{H1} > S_{Hmin}$$

Pro kolo:

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT2}}{\sigma_{H2}} \cdot Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{1140 \cdot 1}{699,274} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5 [-]$$

$$S_{H2} > S_{Hmin}$$

Výpočet únosnosti zubů v ohybu dle ISO

- součinitel koncentrace napětí pro referenční kolo: $Y_{ST} = 2$
- mez únavy v ohybu ref. kola (pastorek): $\sigma_{FE1} = \sigma_{Flim} Y_{ST} = 450 \cdot 2 = 900$ [MPa]
- součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu: $Y_{RelT} = 0,9$
- součinitel počtu cyklů pastorku: $Y_{NT1} = 1$ (dle 14-23 [1] pro 10^9 cyklů)
- součinitel počtu cyklů kola: $Y_{NT2} = 1$ (dle 14-23 [1] pro $(10^9/u_{12}) =$ cyklů)
- součinitel velikosti: $Y_X = 1$ (pro $m < 5$ [mm])
- součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu: pro pastorek: $Y_{Fa1} = 2,95$ [-]
- součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu: pro kolo: $Y_{Fa2} = 2,22$ [-]
- součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku (pastorek): $Y_{Sa1} = 1,52$ [-]
- součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu (kolo): $Y_{Sa2} = 1,77$ [-]
- součinitel vlivu záběru profilu: $Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta = 0,25 + \frac{0,75}{1,675} = 0,698$ [-]
- součinitel sklonu zubu: $Y_\beta = 1$ (pro přímé zuby)
- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro $\epsilon_\gamma < 2$)

$$K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} (0,9 + 0,4q_\alpha) = \frac{1,675}{2} (0,9 + 0,4 \cdot 2,647) = 1,64 [-]$$

$$\text{- Limitní podmínka pro ohyb: } \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha \cdot Y_\epsilon} = \frac{1,675}{1,675 \cdot 0,698} = 1,433 [-]$$

$$\frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha \cdot Y_\epsilon} < K_{F\alpha} \rightarrow K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha \cdot Y_\epsilon} = 1,433 [-]$$

Nominální napětí v ohybu:Pastorek:

$$\sigma_{F01} = \frac{F_t}{b_w m} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\varepsilon Y_\beta = \frac{348,84}{12 \cdot 2} \cdot 2,95 \cdot 1,52 \cdot 0,698 \cdot 1 = 45,479 \text{ [MPa]}$$

Kolo:

$$\sigma_{F02} = \frac{F_t}{b_w m} Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\varepsilon Y_\beta = \frac{348,84}{12 \cdot 2} \cdot 2,22 \cdot 1,77 \cdot 0,698 \cdot 1 = 39,854 \text{ [MPa]}$$

Napětí v ohybu v patě zubu:

$$\text{- exponent: } N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{\left(\frac{12}{4,5}\right)^2}{1 + \frac{12}{4,5} + \left(\frac{12}{4,5}\right)^2} = 0,66[-]$$

$$\text{- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů: } K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 1,863^{0,66} = 1,507 [-]$$

Pastorek:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} = 45,479 \cdot 1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,507 \cdot 1,433 = 112,356 \text{ [MPa]}$$

Kolo:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} = 39,854 \cdot 1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,507 \cdot 1,433 = 98,457 \text{ [MPa]}$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu:Pastorek:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} Y_{RelT} Y_X = \frac{900 \cdot 1}{112,356} \cdot 0,9 \cdot 1 = 7,21 [-]$$

Kolo:

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT2}}{\sigma_{F2}} Y_{RelT} Y_X = \frac{900 \cdot 1}{98,457} \cdot 0,9 \cdot 1 = 8,23 [-]$$